



Universidad
Carlos III de Madrid

TRABAJO DE FIN DE GRADO:

*ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA
RESISTENTE DE UN CAMIÓN GÓNDOLA
DESTINADO AL TRANSPORTE DE
GRANDES CARGAS.*

ALUMNO: Pablo Frutos Rodríguez

TUTOR: Dr. D. Jose Luis Pérez Castellanos

DEPARTAMENTO: Mecánica de Medios Continuos

TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica

Leganés, Julio 2014

Universidad Carlos III Madrid

Título: Análisis y diseño de la estructura resistente de un camión góndola destinado al transporte de grandes cargas.

Autor: Pablo Frutos Rodríguez

Tutor: Dr. D. Jose Luis Pérez Castellanos

EL TRIBUNAL:

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Trabajo de Fin de grado el día 15 de Julio de 2014 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

PRESIDENTE

VOCAL

SECRETARIO

AGRADECIMIENTOS.

A mi tutor Jose Luis Pérez Castellanos por su paciencia conmigo, ya que al principio veía complicado sacar el proyecto adelante y poco a poco con su ayuda, fui vislumbrando el final del camino y, sobre todo, me ayudó a comprender un poco más el trabajo de un ingeniero.

Al departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras por posibilitarme la realización de este proyecto.

A la profesora Carolina Álvarez, por la gran ayuda que me ha proporcionado con el manejo del código de ANSYS.

A mi familia, mis abuelos Severiana y Benito y mis tíos y primos que en el día a día son los que me soportan y conforman mi vida. En especial, estoy enormemente agradecido a mis abuelos quienes me han cuidado desde pequeño y con los que he compartido mi infancia, lloros, enfados y alegrías y con los que sigo compartiendo mi vida.

A mis amigos. Son muchos los amigos que me han acompañado en este camino, mi gente de Pozuelo que desde la secundaria están conmigo y deseo que nunca se vayan. Que me perdonen por no nombrarlos pero no quiero olvidarme de nadie.

A Martínez, el pequeño pero enorme pueblo abulense de mi familia materna que he tomado como mío, donde tan buenos amigos tengo, tantas cosas he aprendido y buenos ratos he pasado.

A Sara, que me ha acompañado en gran parte de este camino, un gran apoyo en el tiempo que compartimos.

Pero sin duda, la persona más importante de mi vida es mi madre, Teresa. Que de luchas tuvimos, tenemos y tendremos, que cabezón he sido siempre y difícil de aconsejar. Infinitas gracias por darme todo de ti. Te quiero mucho Mamá.

A todos ellos, infinitas gracias por haberme hecho ser la persona que soy hoy. Gracias a todas las personas que han estado a mi lado en algún momento durante este difícil año y los que han estado y estarán a lo largo de mi vida.

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS	iii
ÍNDICE GENERAL	iv
ÍNDICE DE FIGURAS	vii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xi
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	1
1.1. Introducción y motivación.	1
1.2. Objetivos del proyecto.	4
1.3. Organización del documento.	5
2. CONCEPTOS GENERALES. ESTADO DEL ARTE.	7
2.1. Descripción de góndola mecánica.....	7
2.2. Descripción de los elementos de la góndola.	9
2.2.1. Vigas longitudinales.	9
2.2.2. Vigas transversales.	11
2.2.3. Bulón. Unión góndola – cabeza tractora (Apoyo delantero).	12
2.2.4. Apoyos traseros.....	13
2.2.5. Rampas electrohidráulicas.....	14
2.2.6. Refuerzos.....	15
2.2.7. Placas de apoyo de la carga en la góndola.	15
2.3. Geometría.....	16
2.4. Materiales.	21
2.5. Acciones sobre la estructura.	22
2.6. Normativa. Disposiciones técnicas.....	23
2.7. Planteamiento del cálculo.....	25
2.8. Técnica numérica: M.E.F.	28
2.8.1. Introducción.....	28
2.8.2. Tipos de elementos finitos que se van a emplear.....	29
a- Elemento barra.....	29
b- Elemento viga.	30
c- Elementos planos triangular y cuadrilátero.	31
d- Elemento plano rectangular.	32
2.9. Herramientas de cálculo a emplear.....	33
3. RESULTADOS.	35

3.1.	<i>Modelo lineal.....</i>	35
3.1.1.	<i>Hipótesis de peso propio + carga máxima autorizada, distribuida uniformemente por la cama.....</i>	40
3.1.1.1.	<i>Un eje trasero.....</i>	41
3.1.1.2.	<i>Dos ejes traseros.</i>	42
3.1.1.3.	<i>Tres ejes traseros.....</i>	44
3.1.1.4.	<i>Conclusión de la hipótesis.</i>	45
3.1.2.	<i>Hipótesis de peso propio + carga máxima autorizada para diferentes velocidades + frenada de emergencia a diferentes velocidades.....</i>	47
3.1.2.1.	<i>Frenada de emergencia a la máxima velocidad permitida.....</i>	48
3.1.2.2.	<i>Frenada de emergencia para la máxima carga admisible.</i>	56
3.1.2.3.	<i>Conclusión de la hipótesis.....</i>	60
3.2.	<i>Modelo plano.</i>	62
3.2.1.	<i>Hipótesis de peso propio + máxima carga autorizada distribuida uniformemente por la cama.....</i>	65
3.2.1.1.	<i>Carga distribuida dispuesta sobre los nodos de la cama.</i>	65
3.2.1.2.	<i>Carga repartida sobre todas las vigas de la cama.</i>	68
3.2.1.3.	<i>Carga repartida sólo sobre las vigas transversales de la cama.</i>	70
3.2.1.4.	<i>Conclusión de la hipótesis.....</i>	73
3.2.2.	<i>Hipótesis de peso propio + máxima carga admisible distribuida no uniformemente.</i>	75
3.2.2.1.	<i>Carga distribuida en la mitad delantera de la cama.</i>	75
3.2.2.2.	<i>Carga distribuida en la mitad trasera de la cama.</i>	78
3.2.2.3.	<i>Carga máxima de pequeñas dimensiones dispuesta sobre un área reducida en la parte trasera de la cama.</i>	81
3.2.2.4.	<i>Conclusión de la hipótesis.....</i>	83
3.2.3.	<i>Hipótesis de peso propio + máxima carga autorizada + pérdida de apoyos traseros en la cama.</i>	85
3.2.3.1.	<i>Pérdida de tres apoyos de un lateral de la cama de la góndola con la carga distribuida uniformemente en la cama.</i>	85
3.2.3.2.	<i>Pérdida de apoyo en todo un lateral de la cama de la góndola con la carga distribuida uniformemente en la cama.</i>	88
3.2.3.3.	<i>Pérdida de apoyo en todo un lateral de la cama con la carga distribuida en la mitad trasera de la cama.</i>	91
3.2.3.4.	<i>Conclusión de la hipótesis.....</i>	93
3.3.	<i>Modelo espacial.</i>	95

3.3.1.	<i>Hipótesis de peso propio + Máxima carga autorizada repartida uniformemente por la cama.....</i>	98
3.3.1.1.	<i>Conclusión de la hipótesis.....</i>	100
3.3.2.	<i>Hipótesis de peso propio + Máxima carga autorizada repartida sobre la parte trasera de la cama de la góndola.....</i>	102
3.3.2.1.	<i>Conclusión de la hipótesis.....</i>	104
3.3.3.	<i>Hipótesis de peso propio + Máxima carga autorizada repartida sobre la parte trasera de la cama de la góndola + pérdida de apoyos.....</i>	106
3.3.3.1.	<i>Conclusión de la hipótesis.....</i>	109
3.4.	<i>Modelo del bulón.....</i>	111
3.4.1.	<i>Hipótesis de peso propio + máxima carga admisible distribuida uniformemente + frenada de emergencia.....</i>	114
3.4.1.1.	<i>Conclusión de la hipótesis.....</i>	115
4.	<i>CONCLUSIONES.....</i>	116
5.	<i>PRESUPUESTO.....</i>	119
6.	<i>TRABAJOS FUTUROS.....</i>	122
7.	<i>BIBLIOGRAFÍA.....</i>	123
<i>ANEXO 1. PLIEGO DE CONDICIONES. NORMATIVA DE SEGURIDAD EN FABRICACIÓN Y EMPLEO. PREVENCIÓN DE RIESGOS LABORALES.....</i>		124
1.1.	<i>Introducción.....</i>	124
1.2.	<i>Peligros asociados a la fabricación.....</i>	124
1.2.1.	<i>Energía Eléctrica.....</i>	124
1.2.2.	<i>Riesgo Mecánico.....</i>	125
1.3.	<i>Peligros asociados a la utilización.....</i>	128
1.3.1.	<i>Riesgos asociados.....</i>	128

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: PRIMER CAMIÓN DE LA HISTORIA.	1
FIGURA 2: PRIMER REMOLQUE ACOPLADO.	2
FIGURA 3: MODELO GEOMÉTRICO CAMIÓN-GÓNDOLA.	3
FIGURA 4: VIGAS LONGITUDINALES.....	9
FIGURA 5: VIGAS LONGITUDINALES EN EL CUELLO DE LA GÓNDOLA.	10
FIGURA 6: REDUCCIÓN DE LA SECCIÓN DE LA VIGA EN LAS ZONAS DE LOS NEUMÁTICOS.	10
FIGURA 7: VIGAS TRANSVERSALES EN EL CUELLO DE LA GÓNDOLA.....	11
FIGURA 8: IMAGEN DE LA SOLDADURA DE UNIÓN ENTRE LAS VIGAS TRANSVERSALES Y LONGITUDINALES	11
FIGURA 9: ZONA DE APOYO DEL BULÓN EN LA CABEZA TRACTORA.....	12
FIGURA 10: ESTRUCTURA DEL APOYO DELANTERO (BULÓN).	13
FIGURA 11: DETALLE DE LAS BALLESTAS DE SUSPENSIÓN.....	13
FIGURA 12: DETALLE DEL APOYO SOBRE EL EJE TRASERO.....	14
FIGURA 13: RAMPAS ELECTROHIDRÁULICAS DE UNA GÓNDOLA DESPLEGADAS.	14
FIGURA 14: REFUERZO TRIANGULAR PARA LAS UNIONES EN LAS VIGAS LONGITUDINALES CENTRALES.	15
FIGURA 15: PLACAS DE APOYO DE LA CARGA EN LA CAMA DE LA GÓNDOLA	15
FIGURA 16: GEOMETRÍA DE LA ESTRUCTURA ELEGIDA PARA DISEÑAR.	17
FIGURA 17: SECCIÓN DE LAS VIGAS TIPO 1.	17
FIGURA 18: SECCIÓN DE LAS VIGAS TIPO 2.	18
FIGURA 19: SECCIÓN DE LAS VIGAS TIPO 3.	19
FIGURA 20: SECCIÓN DE LAS VIGAS TIPO 4.	19
FIGURA 21: SECCIÓN DEL BULÓN.....	20
FIGURA 22: FICHA TÉCNICA DE LA GÓNDOLA A DISEÑAR.	24
FIGURA 23: SIMPLIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA EN EL MODELO 1.	25
FIGURA 24: SIMPLIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA EN EL MODELO 2.	26
FIGURA 25: ELEMENTOS 2-D PARA LA SIMPLIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA EN EL MODELO 3.....	26
FIGURA 26: SIMPLIFICACIÓN DEL BULÓN DEL MODELO 4.....	27
FIGURA 27: ELEMENTO BARRA.....	30
FIGURA 28: ELEMENTO VIGA.	30
FIGURA 29: ELEMENTO PLANO TRIANGULAR Y CUADRILÁTERO.....	31
FIGURA 30: COMBINACIÓN DE ELEMENTOS PLANOS.....	31
FIGURA 31: ELEMENTO PLANO RECTANGULAR.	32
FIGURA 32: INTERFAZ DE ABAQUS/CAE.....	33
FIGURA 33: INTERFAZ DE ANSYS.....	34

FIGURA 34: DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DEL MODELO LINEAL.	36
FIGURA 35: DISPOSICIÓN DE CARGAS Y APOYOS HIPÓTESIS 3.1.1.1.	41
FIGURA 36: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.1.1.1.	42
FIGURA 37: DISPOSICIÓN DE CARGAS Y APOYOS HIPÓTESIS 3.1.1.2.	43
FIGURA 38: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.1.1.2.	43
FIGURA 39: DISPOSICIÓN DE CARGAS Y APOYOS HIPÓTESIS 3.1.1.3.	44
FIGURA 40: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.1.1.3.	44
FIGURA 41: DISTRIBUCIÓN DE CARGAS Y APOYOS HIPÓTESIS 3.1.2.	48
FIGURA 42: REACCIONES VERTICALES HIPÓTESIS 3.1.2.1.	53
FIGURA 43: REACCIONES VERTICALES CORREGIDAS HIPÓTESIS 3.1.2.1.	54
FIGURA 44: REACCIONES HORIZONTALES HIPÓTESIS 3.1.2.1.	54
FIGURA 45: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.1.2.1.	54
FIGURA 46: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.1.2.1.	55
FIGURA 47: REACCIONES VERTICALES CORREGIDAS HIPÓTESIS 5.1.2.2.	58
FIGURA 48: REACCIONES HORIZONTALES HIPÓTESIS 5.1.2.2.	59
FIGURA 49: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 5.1.2.2.	59
FIGURA 50: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 5.1.2.2.	59
FIGURA 51: DISTRIBUCIÓN DE NODOS Y APOYOS DEL MODELO 3.2.	62
FIGURA 52: GEOMETRÍA DEL MODELO PLANO CON ELEMENTOS BEAM 4. HERRAMIENTA ESHAPE.	64
FIGURA 53: DISTRIBUCIÓN DE CARGAS HIPÓTESIS 3.2.1.1.	66
FIGURA 54: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.2.1.1.	66
FIGURA 55: DETALLE DE TENSIÓN VON MISES HIPÓTESIS 3.2.1.1.	67
FIGURA 56: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.2.1.1.	67
FIGURA 57: DISTRIBUCIÓN DE CARGAS HIPÓTESIS 3.2.1.2.	68
FIGURA 58: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.2.1.2.	69
FIGURA 59: DETALLE DE TENSIÓN VON MISES HIPÓTESIS 3.2.1.2.	69
FIGURA 60: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.2.1.2.	69
FIGURA 61: DISTRIBUCIÓN DE CARGAS HIPÓTESIS 3.2.1.3.	71
FIGURA 62: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.2.1.3.	71
FIGURA 63: DETALLE DE TENSIÓN VON MISES HIPÓTESIS 3.2.1.3.	72
FIGURA 64: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.2.1.3.	72
FIGURA 65: DISTRIBUCIÓN DE CARGAS HIPÓTESIS 3.2.2.1.	76
FIGURA 66: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.2.2.1.	76
FIGURA 67: DETALLE DE TENSIÓN VON MISES HIPÓTESIS 3.2.2.1.	77

FIGURA 68: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.2.2.1.	77
FIGURA 69: DISTRIBUCIÓN DE CARGAS HIPÓTESIS 3.2.2.2.	78
FIGURA 70: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.2.2.2.	79
FIGURA 71: DETALLE DE TENSIÓN VON MISES HIPÓTESIS 3.2.2.2.	79
FIGURA 72: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.2.2.2.	79
FIGURA 73: DISPOSICIÓN DE CARGAS HIPÓTESIS 3.2.3.3.	81
FIGURA 74: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.2.3.3.	82
FIGURA 75: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.2.2.3.	82
FIGURA 76: DISTRIBUCIÓN DE CARGA Y APOYOS HIPÓTESIS 3.2.3.1.	86
FIGURA 77: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.2.3.1.	86
FIGURA 78: DETALLE DE TENSIÓN VON MISES HIPÓTESIS 3.2.3.1.	87
FIGURA 79: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.2.3.1.	87
FIGURA 80: DISTRIBUCIÓN DE CARGA Y APOYOS HIPÓTESIS 3.2.3.2.	88
FIGURA 81: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.2.3.2.	89
FIGURA 82: DETALLE DE TENSIÓN VON MISES HIPÓTESIS 3.2.3.2.	89
FIGURA 83: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.2.3.2.	89
FIGURA 84: DISTRIBUCIÓN DE CARGA Y APOYOS HIPÓTESIS 3.2.3.3.	91
FIGURA 85: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.2.3.3.	92
FIGURA 86: DETALLE DE TENSIÓN VON MISES HIPÓTESIS 3.2.3.3.	92
FIGURA 87: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.2.3.3.	92
FIGURA 88: CONSTRUCCIÓN DEL MODELO, ELEMENTOS "LINES".	96
FIGURA 89: GEOMETRÍA DEL MODELO ESPACIAL CON ELEMENTOS SHELL 43.	97
FIGURA 90: DISTRIBUCIÓN DE CARGA Y APOYOS HIPÓTESIS 3.3.1.	98
FIGURA 91: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.3.1.	99
FIGURA 92: DETALLE TENSIÓN VON MISES 3.3.1.	99
FIGURA 93: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.3.1.	99
FIGURA 94: DISTRIBUCIÓN DE CARGAS Y APOYOS HIPÓTESIS 3.3.2.	102
FIGURA 95: DISTRIBUCIÓN DE TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.3.2.	103
FIGURA 96: DETALLE DE TENSIÓN VON MISES HIPÓTESIS 3.3.2.	103
FIGURA 97: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.3.2.	103
FIGURA 98: DISTRIBUCIÓN DE CARGAS Y APOYOS HIPÓTESIS 3.3.3.	106
FIGURA 99: DISTRIBUCIÓN TENSIONES VON MISES HIPÓTESIS 3.3.3.	107
FIGURA 100: DETALLE TENSIÓN VON MISES HIPÓTESIS 3.3.3.	107
FIGURA 101: DESPLAZAMIENTOS HIPÓTESIS 3.3.3.	107

<i>FIGURA 102: SIMPLIFICACIÓN MODELO BULÓN.....</i>	<i>111</i>
<i>FIGURA 103: SEÑAL DE RIESGO DE PELIGRO ELÉCTRICO.</i>	<i>125</i>
<i>FIGURA 104: SEÑAL DE ADVERTENCIA DE RIESGO DE CIZALLAMIENTO.</i>	<i>126</i>
<i>FIGURA 105: SEÑAL DE ADVERTENCIA DE RIESGO DE ATRAPAMIENTO.</i>	<i>126</i>
<i>FIGURA 106: SEÑAL DE ADVERTENCIA DE RIESGO DE APLASTAMIENTO.</i>	<i>127</i>
<i>FIGURA 107: SEÑAL DE ADVERTENCIA DE RIESGO DE PROYECCIÓN DE PARTÍCULAS.</i>	<i>127</i>
<i>FIGURA 108: SEÑALIZACIÓN DE PELIGRO DE CAÍDA Y DE MATERIAL INFLAMABLE RESPECTIVAMENTE.....</i>	<i>128</i>
<i>FIGURA 109: CASCO DE PROTECCIÓN.</i>	<i>132</i>
<i>FIGURA 110: TAPONES DE PROTECCIÓN ANTE RUIDOS.....</i>	<i>132</i>
<i>FIGURA 111: GUANTES CONTRA AGRESIONES MECÁNICAS.</i>	<i>132</i>
<i>FIGURA 112: CALZADO DE SEGURIDAD.....</i>	<i>133</i>
<i>FIGURA 113: CINTURÓN ANTIVIBRACIÓN.....</i>	<i>133</i>
<i>FIGURA 114: ROPA DE SEÑALIZACIÓN.</i>	<i>133</i>

ÍNDICE DE TABLAS

<i>TABLA 1: PROPIEDADES ACEROS ESTRUCTURALES</i>	<i>19</i>
<i>TABLA 2: COEFICIENTES DE ROZAMIENTO ASFALTO - NEUMÁTICO</i>	<i>56</i>
<i>TABLA 3: COSTE DEL PERSONAL</i>	<i>119</i>
<i>TABLA 4: COSTE DEL KG MATERIAL DEL ACERO S235 J.....</i>	<i>120</i>
<i>TABLA 5: COSTE DEL KG MATERIAL DEL ACERO S355 J.....</i>	<i>121</i>
<i>TABLA 6: COSTE TOTAL APROXIMADO DE REALIZACIÓN DEL PROYECTO</i>	<i>121</i>

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.

1.1. Introducción y motivación.

La necesidad de transportar grandes cargas y volúmenes tiene una antigüedad milenaria. Desde la invención de la rueda, incluso antes, el ser humano ha tratado de resolver uno de los principales y más necesarios problemas que se le han presentado.

La evolución de los sistemas de transporte ha ido sucediéndose con el paso de los siglos, desde los carruejes arrastrados por caballos o bueyes, hasta las “facilidades” que hoy en día existen para poder transportar grandes mercancías de manera más segura, rápida y eficaz. El transporte marítimo, la invención del ferrocarril, el nacimiento de la aviación, todos ellos son pruebas de la importancia que ha tenido el desarrollo del transporte en la sociedad.

La aparición del automóvil y más concretamente del camión no tiene lugar hasta finales del siglo XIX. El primer camión de carga de la historia fue construido en 1896 por la empresa Daimler Motoren Gesellschaft (DMG). Aquel vehículo, invención del alemán Gottlieb Daimler, estaba inspirado en las máquinas de vapor de principios del siglo XIX y tenía una capacidad de carga de 1.500 kilogramos (ver figura 1). [1]



Figura 1: Primer camión de la historia.

Casi al mismo tiempo aparecían los primeros remolques y semiremolques. Incluso antes de lo que se considera como el primer camión de carga, los franceses Panhard y Levassor en 1892 construyeron el primer remolque acoplado de la historia (ver figura 2). [1]



Figura 2: Primer remolque acoplado.

Este es el que puede considerarse como primer antecesor de lo que hoy conocemos como camiones-góndola.

De estos primeros camiones de carga y remolques acoplados poco queda en comparación a los que se emplean hoy en día. Actualmente, las nuevas tecnologías han posibilitado el desarrollo de modelos muy complejos, donde principalmente la relación de capacidad de carga frente a seguridad se ha visto aumentada infinitamente.

El autor se ha inspirado en la importancia del sector del transporte en el último siglo para desarrollar el contenido de este proyecto, en el que se analiza uno de los elementos más empleados en el transporte de cargas de gran peso y volumen por carretera, como es el camión-góndola.

Con este proyecto se busca aplicar los conocimientos adquiridos en asignaturas como Elasticidad, Resistencia de Materiales, Diseño Industrial, Estructuras y Teoría de Vehículos, entre otras y aplicarlos a un proyecto real. Para ello, el autor será capaz de usar los métodos apropiados en cada situación y ayudarse de los códigos de cálculo, empleados en el campo ingeniería, para realizar las operaciones complejas.

Se va a llevar a cabo el diseño de un camión góndola acondicionado a la normativa vigente y su posterior análisis, con el objetivo del cumplimiento de todas las hipótesis de carga y apoyos estipuladas, así como de los requisitos de seguridad definidos.

En la figura 3 se muestra la góndola existente en la que se ha inspirado el autor del presente proyecto para establecer la geometría.



Figura 3: Modelo geométrico camión-góndola.

1.2. Objetivos del proyecto.

El objetivo principal de este proyecto es el diseño de la estructura resistente de una góndola mecánica, con el fin de que cumpla unos requisitos estructurales de seguridad.

Pero además, con la realización de este proyecto se han planteado otros objetivos.

- Diseñar, analizar y verificar la estructura en detalle.
- Realizar modelos de complejidad creciente, donde cada uno de ellos proporcionan información valiosa del sistema, justificando la creación de diferentes modelos como método de verificar la integridad estructural de la estructura.
- Analizar los modelos con herramientas de elementos finitos adecuadas, como son Abaqus/CAE y ANSYS.
- Analizar los resultados de cada modelo y concluir las alternativas de diseño y de empleo más favorables para la estructura.
- Ver aplicados los conocimientos adquiridos relacionados con el diseño y cálculo de estructuras unidimensionales, bidimensionales y espaciales y con la dinámica de vehículos.

1.3. Organización del documento.

El documento se ha concentrado en torno al diseño y verificación estructural de una góndola mecánica. Para entender y desarrollar el contenido del proyecto se van a seguir los siguientes puntos.

➤ En un primer capítulo se introduce el tema y su desarrollo a través de la historia. Se expone también la motivación del autor para desarrollar este proyecto y los objetivos que se pretenden alcanzar.

➤ En el segundo capítulo se recoge la información necesaria para comprender de una manera general todo lo necesario para entender, definir, diseñar y calcular la estructura de un camión góndola como elemento de transporte de grandes cargas.

Se define como se encuentra encuadrado actualmente este tipo de estructura dentro del Reglamento de Circulación de la DGT, también se definen los elementos que forman las actuales góndolas. Además se establecen la geometría, material empleado y normativa vigente a aplicar en la góndola que se va a diseñar. Se definen las acciones que soporta la estructura y se establece un planteamiento de cálculo con diferentes modelos de análisis de complejidad creciente. Finalmente, se hace una pequeña referencia al método de cálculo por elementos finitos con el que se van a realizar los cálculos y se citan los software de cálculo que van a ser utilizados.

➤ En el tercer capítulo se encuadran los diseños de los diferentes modelos y las diferentes hipótesis que se van a analizar para cada uno. Se muestran los resultados de las simulaciones y se concluyen las alternativas de diseño y de empleo pertinentes. Finalmente se verifica estructuralmente la góndola.

➤ En el capítulo cuarto se establecen las conclusiones generales, en las cuales se pretende demostrar que se han alcanzado los objetivos marcados al inicio del proyecto.

➤ En el quinto capítulo se analiza el presupuesto de realización del presente proyecto, analizando punto por punto los costes requeridos para su realización.

➤ En el sexto capítulo se proponen diferentes estudios futuros en relación al desarrollo y mejora de la estructura.

➤ El último capítulo engloba los elementos bibliográficos empleados.

➤ Finalmente, se ha añadido un anexo donde se detalla la normativa de seguridad en la fabricación industrial de la góndola y en su empleo.

2. CONCEPTOS GENERALES. ESTADO DEL ARTE.

En este capítulo se introducen los conceptos generales de una góndola y se establecen los parámetros geométricos de la góndola que se va a diseñar así como las cargas a las que se va a ver sometida. Se comprueba el estado del arte actual de este elemento para entender su funcionamiento. Además se presentan los modelos que se van a realizar para el análisis y las herramientas de elementos finitos a emplear para su estudio.

2.1. Descripción de góndola mecánica.

Una góndola mecánica para el transporte de grandes cargas es un remolque especial para camiones que, como su propio nombre indica, ofrece la posibilidad de transportar cargas de gran volumen y maquinaria pesada por carretera. [2]

Se define como remolque al vehículo no autopropulsado diseñado y concebido para ser remolcado por un vehículo a motor. En concreto el tipo de góndola que se pretende diseñar es un remolque con eje central que se define como aquel provisto de un dispositivo de enganche que no puede desplazarse verticalmente (en relación al remolque) y cuyos ejes están situados próximos al centro de gravedad del vehículo (cuando la carga se reparte uniformemente en todo él), de forma que sólo se transmite al vehículo de tracción una pequeña carga estática vertical. [2]

Entendiéndose como vehículo especial, aquel autopropulsado o remolcado, concebido y construido para realizar obras o servicios determinados y que, por sus características, está exceptuado de cumplir alguna de las condiciones técnicas exigidas en el Reglamento de Tráfico de la DGT [2] o sobrepasa permanentemente los límites establecidos en el mismo para masas o dimensiones.

La función de unión de la góndola a la cabeza tractora autocargante, se realiza por medio de un bulón. Éste es el que permite el giro de la góndola con respecto a la cabina del camión, facilitando la circulación del convoy en el paso por curva.

La estructura es diseñada para ser capaz de cumplir los siguientes requisitos:

- Soportar la carga que se disponga sobre ésta, teniendo en cuenta además su peso propio.

- Aguantar esfuerzos derivados de posibles situaciones de circulación (frenadas, baches, diferentes disposiciones de la carga, fallo de algún apoyo...).
- Encontrarse dentro de las dimensiones máximas permitidas, para este tipo de vehículos. Se rigen por la normativa de circulación para camiones. [2]
- Situarse, en términos de tensión y deformación, dentro de los límites válidos para el material empleado. [3]
- Permitir el giro de la góndola con respecto a la cabina aumentando su maniobrabilidad, para que, de este modo, el vehículo pueda circular por una gama mayor de carreteras.

2.2. Descripción de los elementos de la góndola.

La estructura resistente está formada por vigas longitudinales y transversales, un bulón (enganche con la cabeza tractora), apoyos traseros, refuerzos, rampas electrohidráulicas y una placa de sustentación de la carga a transportar. El resto de elementos que forman el conjunto camión-góndola no se van a estudiar, puesto que no aportan nada al conjunto resistente, teniendo otras funciones.

Cabe destacar la distinción que se va a hacer en la góndola para las dos partes del cuerpo de la estructura: cama de la góndola y cuello de la góndola.

- La cama es la parte donde se sustenta toda la carga que se quiera transportar, es la parte de la estructura con menor altura y que tiene como soporte los ejes traseros.
- El cuello es la parte más elevada de la estructura, donde se encuentra el bulón, elemento de unión con la cabeza tractora.

Las fotografías que se muestran a continuación, fueron tomadas por el autor del proyecto, de una góndola real de la empresa *Transgruma* que le permitió el acceso a sus instalaciones.

2.2.1. Vigas longitudinales.

Cuatro vigas longitudinales recorren todo el cuerpo de la cama de la góndola, y parte del cuello, las cuales forman mayoritariamente la estructura (ver figura 4). Dos de ellas se sitúan en los laterales de la estructura abarcando la longitud total de la estructura. Las otras dos recorren la góndola por su parte central, de mayor sección que las laterales. Estas vigas son la parte más importante de la estructura, debido a que soportan la mayor parte de la carga.



Figura 4: Vigas longitudinales

Las vigas longitudinales centrales dan soporte a toda la góndola, abarcan desde el final de la cama hasta la posición del bulón en el cuello. Por el contrario las vigas laterales se disponen por toda la góndola continuando hasta el final del cuello. Esta disposición se observa en la siguiente imagen (figura 5).



Figura 5: Vigas longitudinales en el cuello de la góndola.

La baja altura de la cama de la góndola, y la colocación de las dos vigas longitudinales que recorren la cama por los laterales, como se ha expuesto anteriormente, dificultan la colocación de los neumáticos, por cuestión de espacio. En las zonas donde están los ejes traseros, es decir donde se sitúa el neumático, la sección de la viga tiene que reducirse debido a la geometría de la estructura como se muestra en la figura 6. Este detalle se va a obviar en el diseño de los modelos.



Figura 6: Reducción de la sección de la viga en las zonas de los neumáticos.

2.2.2. Vigas transversales.

El conjunto de vigas que recorren la cama de la góndola transversalmente, tienen la función de dar consistencia a la estructura y evitar emplear un espesor de placa elevado, lo que supondría un coste superior y un peso mayor. En algunas de estas vigas apoyan las suspensiones de los ejes traseros de la estructura.

Cabe destacar que estas vigas también aparecen en el cuello de la góndola. Los motivos son los mismos, repartir los esfuerzos dando mayor consistencia y evitar espesores mayores para el resto de la estructura. En esta zona poseen una sección resistente menor que las dispuestas en la cama de la góndola, y en este caso no actúan de apoyo (ver figura 7).



Figura 7: Vigas transversales en el cuello de la góndola.

Hay que mencionar que estas vigas recorren todo el ancho de la cama (son continuas), de un extremo a otro. Las vigas pasan a través de las vigas longitudinales y se unen mediante soldadura, como se observa en la figura 8.



Figura 8: Imagen de la soldadura de unión entre las vigas transversales y longitudinales

2.2.3. Bulón. Unión góndola – cabeza tractora (Apoyo delantero).

Este elemento es clave para facilitar la circulación de los camiones góndola, ya que permite el giro relativo de la góndola en las curvas, pero a la vez es el punto más conflictivo de la estructura. Los elevados esfuerzos que se generan en este punto en determinadas situaciones, no pueden ser soportados por una sección tan pequeña como lo es la del bulón. Por tanto, este elemento debe ir reforzado, de manera que la carga se reparta y evite que el bulón sufra tan elevados esfuerzos.

El bulón encaja en el soporte de la cabeza tractora, se engancha y la pinza que se aprecia impide que se escape, como se muestra en la figura 9. La superficie que se observa alrededor del enganche es donde se apoya el entramado de vigas que sirva como refuerzo en esta zona.



Figura 9: Zona de apoyo del bulón en la cabeza tractora.

La geometría de esta zona está compuesta, además del propio bulón, de una placa metálica de pequeño espesor, la cual contacta con la superficie engrasada de la cabeza tractora de la fotografía anterior. Además, sobre ésta, existe un entramado de vigas en forma de cuadrado que realiza la labor de sustentación de la carga, liberando tensiones al bulón. Este entramado de vigas es el que realmente soporta las cargas verticales.

Como se va a mostrar en la siguiente imagen (ver figura 10), esta zona debe ir perfectamente engrasada, puesto que la superficie de apoyo de la cabeza tractora y la de la góndola están en contacto y se debe permitir el giro.



Figura 10: Estructura del apoyo delantero (bulón).

A pesar de esta construcción, en situaciones de frenada el bulón es el que absorbe toda la carga alcanzando situaciones críticas.

2.2.4. Apoyos traseros.

Los apoyos de la cama de la góndola sustentan la carga. Por cada eje trasero hay dos suspensiones (izquierda y derecha), que realizan la función de apoyo de la estructura.

El cuerpo de la estructura no se apoya directamente sobre el eje. Cada eje trasero está provisto de una ballesta de suspensión y cada una cuenta con dos puntos de apoyo, de manera que un eje comparta uno de los dos apoyos con el eje siguiente. En cada uno de esos puntos de las ballestas de suspensión es donde realmente se apoya la estructura. Esta configuración se muestra en la figura 11.



Figura 11: Detalle de las ballestas de suspensión.

Por tanto, el peso que soporta cada ballesta se divide en dos, puesto que cada extremo de la ballesta se une a una viga transversal. Estas vigas no están sobre el eje, sino que se disponen en el punto medio de cada dos ejes. Es decir que, los puntos donde apoya la estructura no coinciden con la situación de los ejes.

Se debe tener en cuenta que para el caso que se va a diseñar (góndola de 3 ejes traseros), se tendrán realmente 4 apoyos traseros, en lugar de 3 como cabría esperar.

En la figura 12 se observa esta disposición sobre la góndola seleccionada, la ballesta (de color cobre) de cada eje no se apoya sobre las vigas longitudinales, si no que lo hace sobre las transversales, como se ha expuesto anteriormente.



Figura 12: Detalle del apoyo sobre el eje trasero.

2.2.5. Rampas electrohidráulicas.

Son necesarias para cargar sobre la estructura vehículos y demás elementos que puedan ser subidos a la góndola por medio de elementos rodantes. Este elemento facilita en gran manera el disponer sobre la góndola las grandes cargas que tienen que ser transportadas.

Estas rampas no aportan ninguna estabilidad resistente a la estructura por lo que no se tienen en cuenta en el diseño de los modelos. Se refleja la geometría de este elemento en la figura 13.



Figura 13: Rampas electrohidráulicas de una góndola desplegadas.

2.2.6. Refuerzos.

Algunas de las vigas transversales van a su vez fortalecidas por unos refuerzos en forma triangular que conectan las vigas transversales con las vigas longitudinales centrales y cuyo objetivo es ayudar a soportar mejor la carga en las uniones.

Este detalle se va a obviar en la construcción de los modelos de análisis. Se refleja este detalle en la figura 14.



Figura 14: Refuerzo triangular para las uniones en las vigas longitudinales centrales.

2.2.7. Placas de apoyo de la carga en la góndola.

Estos elementos añadidos al entramado de vigas, completan la geometría de la góndola. Esta zona sólo realiza una labor de soporte para la carga, tiene la función de crear una superficie de apoyo mayor, regular y uniforme en comparación a la que formarían únicamente las vigas.

Como se observa en la figura 15, esta placa no tiene que ser necesariamente de acero, incluso en algunas góndolas más antiguas se emplea madera como superficie de apoyo, puesto que como se ha explicado anteriormente, ésta no realiza ninguna labor resistente.



Figura 15: Placas de apoyo de la carga en la cama de la góndola

2.3. Geometría.

Los datos geométricos globales para hacer el diseño, así como las cargas máximas admisibles, se han obtenido de la góndola ya existente mostrada en la figura 3. Se ha orientado la construcción de la estructura, en función de los datos tomados por el autor del presente proyecto de uno de los camiones góndola de la empresa *Transgruma*. Las dimensiones empleadas para la construcción de la góndola son las siguientes.

- Anchura total de la góndola: 2,65 metros
- Longitud total de la estructura: 12,5 metros
- Longitud de la cama: 8,2 metros
- Longitud del cuello: 3,1 metros
- Longitud de la unión cuello-cama: 0,4 metros
- Elevación unión cuello-cama: 0,4 metros
- Longitud de la rampa posterior: 0,8 metros
- Elevación de la rampa posterior: 0,2 metros
- Longitud del bulón: 0,1 metros

Después de seleccionar las bases geométricas de una góndola ya existente, y de comprobar y entender cómo se refuerzan todas las partes de los esqueletos resistentes de estas estructuras, se procede a definir un diseño propio, estableciendo el número de vigas transversales en la cama y el cuello, su separación y la sección de todas las vigas como se detalla a continuación.

En la figura 16 se muestra un boceto en 3 dimensiones de todas las distancias acotadas de la góndola que se va a diseñar. Reseñar que en el boceto las vigas están reducidas a líneas, éstas simbolizan el centro geométrico de cada una. Al tener en cuenta el espesor real de las vigas se alcanzaría el ancho total de la estructura de 2,65 metros.

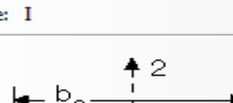
En este boceto no se detalla el bulón. Como se ha explicado, este punto va reforzado por un entramado de vigas en forma de cuadrado, este detalle se aprecia en el cuello de la góndola. El bulón se tendrá en cuenta cuando aparezcan esfuerzos horizontales, debido a que es el único elemento capaz de soportar estas solicitaciones. Para los demás cálculos, donde solo aparezcan fuerzas verticales, el entramado de vigas será el responsable de sustentar la carga.

Tras establecer la geometría completa de la estructura de la góndola a desarrollar, sólo queda determinar la sección de todas las vigas para definir completamente la geometría.

➤ **Sección vigas tipo 1:**

Name: **SECCION TIPO 1**

Shape: **I**



l:	<input type="text"/>
h:	0.4
b1:	0.15
b2:	0.15
t1:	0.04
t2:	0.04
t3:	0.05

Página 17

$$\text{Área} = 0,028 \text{ m}^2$$

$$I_{x_1} = \frac{(0,32)^3 \cdot 0,05}{12} + 2 \cdot \frac{(0,04)^3 \cdot 0,15}{12} + 2 \cdot 0,15 \cdot 0,04 \cdot (0,18)^2 = 5,2693 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$I_{y_1} = \frac{(0,05)^3 \cdot 0,32}{12} + 2 \cdot \frac{(0,15)^3 \cdot 0,04}{12} = 2,5833 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

➤ Sección vigas tipo 2:

Se emplea en las dos vigas longitudinales exteriores. Además, este tipo se usa en las cuatro vigas transversales de la cama de la góndola dónde se sitúan los apoyos traseros y en la viga transversal donde acaba la estructura (parte inclinada), en total 5. Las dimensiones se detallan en la figura 18.

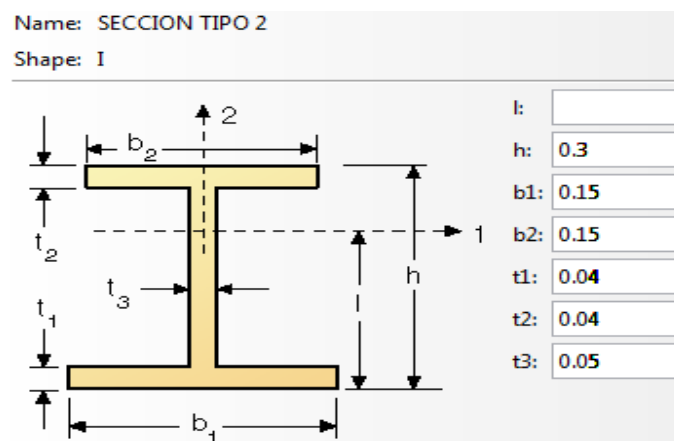


Figura 18: Sección de las vigas tipo 2.

$$\text{Área} = 0,023 \text{ m}^2$$

$$I_{x_2} = \frac{(0,22)^3 \cdot 0,05}{12} + 2 \cdot \frac{(0,04)^3 \cdot 0,15}{12} + 2 \cdot 0,15 \cdot 0,04 \cdot (0,13)^2 = 2,4876 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$I_{y_2} = \frac{(0,05)^3 \cdot 0,22}{12} + 2 \cdot \frac{(0,15)^3 \cdot 0,04}{12} = 2,4792 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

➤ Sección vigas tipo 3:

Se emplea en el resto de vigas transversales de la cama de la góndola. En total son trece las vigas que tienen este tipo de sección. Las dimensiones se detallan en la figura 19.

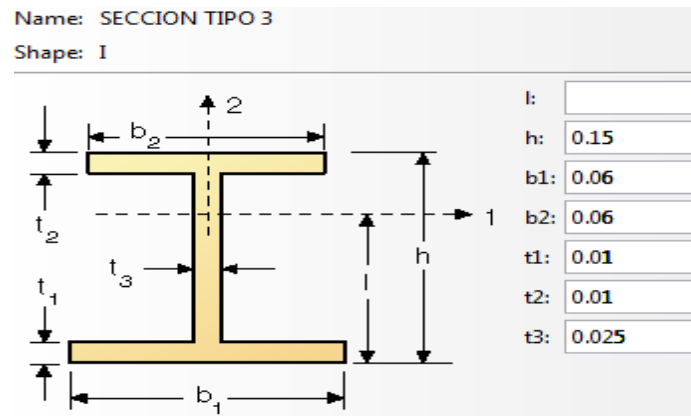


Figura 19: Sección de las vigas tipo 3.

$$\text{Área} = 0,00445 \text{ m}^2$$

$$I_{x_3} = \frac{(0,13)^3 \cdot 0,025}{12} + 2 \cdot \frac{(0,01)^3 \cdot 0,06}{12} + 2 \cdot 0,06 \cdot 0,01 \cdot (0,07)^2 = 1,047 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_{y_3} = \frac{(0,025)^3 \cdot 0,13}{12} + 2 \cdot \frac{(0,06)^3 \cdot 0,01}{12} + 2 \cdot 0,15 \cdot 0,04 \cdot (0,18)^2 = 5,29 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

➤ Sección vigas tipo 4:

Se emplea en las vigas transversales del cuello de la góndola. En total siete vigas están diseñadas con este tipo de sección. Las dimensiones se detallan en la figura 20.

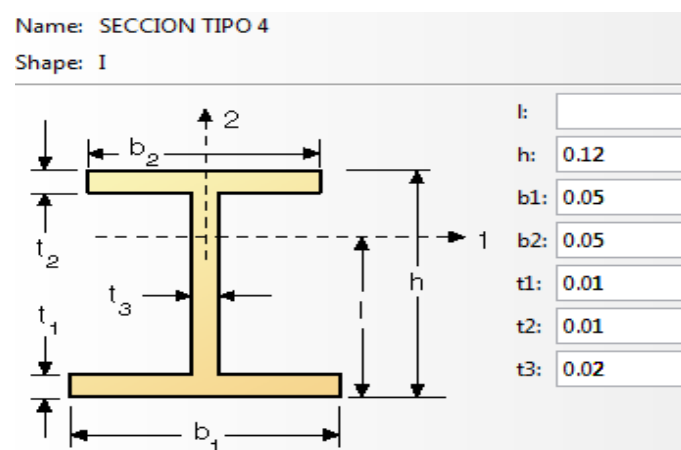


Figura 20: Sección de las vigas tipo 4.

$$\text{Área} = 0,003 \text{ m}^2$$

$$I_{x_4} = \frac{(0,1)^3 \cdot 0,02}{12} + 2 \cdot \frac{(0,01)^3 \cdot 0,05}{12} + 2 \cdot 0,05 \cdot 0,01 \cdot (0,055)^2 = 4,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_{y_4} = \frac{(0,32)^3 \cdot 0,05}{12} + 2 \cdot \frac{(0,04)^3 \cdot 0,15}{12} + 2 \cdot 0,15 \cdot 0,04 \cdot (0,18)^2 = 2,75 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

➤ Sección del bulón:

Esta sección se emplea para el elemento de enganche con la cabeza tractora, donde se sitúa el apoyo delantero. Las dimensiones se detallan en la figura 21. La longitud del bulón que se emplea es de 10 centímetros.

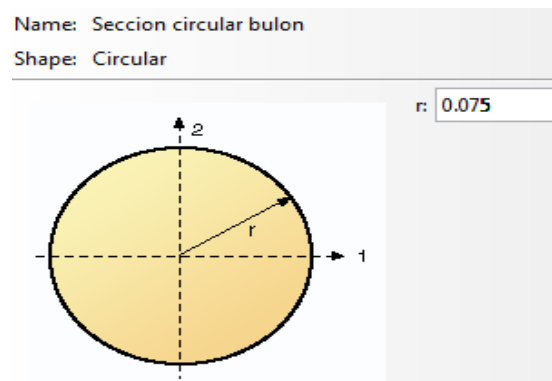


Figura 21: Sección del bulón.

$$\text{Área} = \pi \cdot 0,075^2 = 0,0177 \text{ m}^2$$

$$I_{x_b} = \frac{\pi \cdot 0,075^4}{4} = 2,49 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_{y_b} = \frac{\pi \cdot 0,075^4}{4} = 2,49 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

2.4. Materiales.

La estructura se va a diseñar con acero estructural de alta resistencia. Es usado en la gran parte de las construcciones industriales debido a su dureza, tenacidad y su facilidad para ser soldado. [3]

Se muestra en la tabla 1 las propiedades elásticas de los aceros estructurales más utilizados en la construcción industrial. [3]

Límite elástico mínimo y Resistencia a tracción (N/mm ²)				
Tipo	Espesor nominal de la pieza, t (mm)			
	t ≤ 40		40 < t ≤ 80	
	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u
S 235	235	$360 < f_u < 510$	215	$360 < f_u < 510$
S 275	275	$430 < f_u < 580$	255	$410 < f_u < 560$
S 355	355	$490 < f_u < 680$	335	$470 < f_u < 630$

Tabla 1: Propiedades aceros estructurales.

El material seleccionado para el proyecto por los esfuerzos a los que se va a ver sometido es el acero S 235 JO. Este acero se va a emplear para todas las vigas de la estructura. Está regulado por la norma EN10025 y tiene las siguientes propiedades mecánicas. [3]

- Módulo de elasticidad: 210 GPa
- Coeficiente de Poisson: 0,3
- Densidad: 7850 Kg/m³
- Límite elástico: 235 MPa
- Resistencia última: 360 MPa

Para el bulón se va a emplear el acero S 355 JO de mayor resistencia, idóneo para la construcción de elementos sometidos a esfuerzos extremos. Este acero regulado por la norma EN10025, posee las siguientes propiedades mecánicas. [3]

- Módulo de elasticidad: 210 GPa
- Coeficiente de Poisson: 0,3
- Densidad: 7850 Kg/m³
- Límite elástico: 355 MPa
- Resistencia última: 490 MPa

2.5. Acciones sobre la estructura.

En este apartado se van a definir las acciones que van a ser estudiadas en este proyecto, las cuales debe soportar la góndola en condiciones de funcionamiento. Las cargas que va a soportar la estructura en las diferentes condiciones a las que se puede ver sometida son las siguientes.

➤ **Peso propio o carga gravitatoria.** El propio peso de la estructura va a ser una carga aplicada a la góndola en todas las hipótesis, puesto que ésta siempre va a estar expuesta al efecto de la gravedad. Esta carga depende de la densidad del material seleccionado y el volumen de material empleado en la construcción. Va a estar distribuida a lo largo de toda la estructura.

➤ **Carga máxima admisible.** Esta es la carga propiamente dicha, el elemento o elementos que se pretende transportar en la góndola. Esta carga se va a distribuir sobre la superficie de la cama de la góndola, pero en función de la geometría, ésta puede no ir distribuida uniformemente sobre toda la superficie de la cama, por lo que se tendrán que analizar diferentes disposiciones de la carga para que se asegure la integridad estructural de la góndola en cualquier situación de circulación.

Aunque la estructura se va a diseñar para transportar la máxima carga admisible, como es lógico, también se podrán transportar cargas inferiores.

➤ **Fuerzas horizontales de frenada.** La fuerza de frenada, como su nombre indica, va a aparecer en caso de frenada del convoy. Este tipo de fuerza se aplica horizontalmente y va a ser absorbida en su mayoría por el elemento de enganche con la cabeza tractora, el bulón.

También se podría analizar como fuerza horizontal, la fuerza generada en la aceleración del vehículo, pero esta es infinitamente menor que la generada en una frenada de emergencia por lo que verificando el cumplimiento de la normativa para ésta, se garantiza la integridad estructural del bulón.

2.6. Normativa. Disposiciones técnicas.

La categoría en la que se encuadra el camión góndola, por normativa de la DGT, es la O4 de vehículos especiales (Remolques o semirremolques de masa máxima autorizada superior a 10 toneladas). La DGT define la estructura como un camión plataforma. [2]

La DGT en su reglamento de circulación para vehículos especiales [2] establece las dimensiones máximas para este tipo de vehículos.

Las masas máximas autorizadas vienen recogidas en el reglamento de circulación para vehículos especiales [2], para la góndola del proyecto se reflejan en la ficha técnica mostrada en la figura 22 [4]. La masa máxima autorizada viene distinguida para diferentes velocidades máximas de circulación.

Además, la DGT define en su reglamento la distancia máxima de frenado de emergencia para este tipo de vehículos como “una distancia razonable” que, a efectos de este proyecto, se ha fijado en 50 m. [2]

Señalar que este tipo de vehículos se rige por la normativa básica del cálculo de estructuras. Para la verificación estructural de la góndola se va a emplear la norma EN10025, norma UNE para aceros de alta resistencia. [3]

Se establece para el proyecto un desplazamiento máximo en la estructura, basado en que, por experiencia previa, una excesiva inclinación de la estructura podría provocar deslizamientos de la carga.

Adicionalmente se incluye en el anexo 1 la documentación referente a la normativa de seguridad en la fabricación y empleo de camiones góndola.

DISPOSICIONES TÉCNICAS:

A continuación, se detalla la flecha máxima fijada a este proyecto y las condiciones de carga y velocidad máxima, datos necesarios para el análisis del diseño.

- Flecha máxima permitida → 5 mm.
- Tara máxima autorizada (como máximo a 40 km/h) → 64000 kg.
- Distancia máxima de frenado permitida → 50 m.
- Velocidad máxima → 60 km/h. A esta velocidad, masa máxima autorizada → 58900 kg.
- Masa máxima autorizada → 64000 Kg. Para esta masa, velocidad máxima → 40 km/h.

En la figura 22 se muestra la ficha técnica del vehículo [4], donde se pueden observar las limitaciones de velocidad y carga de la góndola a diseñar en este proyecto. Estos datos son los que se usarán en los posteriores cálculos para la verificación estructural del remolque.

ROJO constructor trailer N-L km. 161 09400 Aranda de Duero (Burgos) España		Nº SERIE 36755866 B	MATRÍCULA									
Número de identificación: VS93NTRGS6A869421		Nº CERTIFICADO 3939/----										
Clasificación del vehículo: SR GONDOLA 43 32												
Marca: ROJO Tipo: S3EV Variante: S3EV-16-G Denominación comercial: S3EV-16-G Tara (kg): 10.500 MTMA/MMA (Kg): 64.000 / 34.000 MTMA/MMA 1ª E (kg): 13.000 / 8.000 MTMA/MMA 2ª E (kg): 13.000 / 8.000 MTMA/MMA 3ª E (kg): 13.000 / 8.000 MTMA/MMA 4ª E (kg): 25.000 / 12.000 MMR S/F, c/F (kg): ----- Neumáticos: (12) 235/75 R 17.5 Nº de asientos: ----- Volumen de bodega: -----	Clase: ----- Altura total (mm): 4.000 Anchura total (mm): 2.550 Via anterior/posterior (mm): 1.880 Longitud total (mm): 11.685 Voladizo posterior (mm): 1.536 Distancia eje 1º/2º (mm): 1.360 Distancia eje 2º/3º (mm): 1.360 Distancia eje 3º/4º (mm): ----- Distancia 5ª rueda/últ. (mm): 9.094 Motor: Marca: ----- Tipo: ----- Nº Cilindros/Cilindrada (cm³): ----- Potencia fiscal/real (C.V.F/KW): -----	<table border="1"> <tr> <td>I</td> <td>H</td> <td>B</td> <td>A</td> </tr> <tr> <td>20-11-2006</td> <td></td> <td></td> <td>R-2386-BB2</td> </tr> </table>			I	H	B	A	20-11-2006			R-2386-BB2
I	H	B	A									
20-11-2006			R-2386-BB2									
Opciones incluidas en la homologación de tipo: Vehículo con EBS 2S/2M, Vehículo con elevador en 1º eje M.T.M.A. 64.000 kg. a una velocidad de 40 km/h. M.T.M.A. 58.900 kg. a una velocidad de 60 km/h. Segundo registro de king ping para voladizo delantero de 620 mm.		<table border="1"> <tr> <td>G</td> <td>F.2</td> <td>F.1</td> <td>E</td> </tr> <tr> <td>10500</td> <td>34000</td> <td>64000</td> <td>VS93NTRGS6A869421</td> </tr> </table>			G	F.2	F.1	E	10500	34000	64000	VS93NTRGS6A869421
G	F.2	F.1	E									
10500	34000	64000	VS93NTRGS6A869421									
Observaciones: Vehículo exento de antiempotramiento trasero.												
Por las piezas de origen extranjero incorporadas a este vehículo se han satisfecho los correspondientes derechos de Aduanas. El abajo firmante, legalmente autorizado por C.J. ROJO, S.L. , certifica que el vehículo carrozado cuyas características se reseñan es completamente conforme con el tipo homologado con la contraseña D-2803 , así como con las opciones arriba incluidas. Aranda de Duero a 09 de noviembre de 2006 Firma: <i>[Firma]</i> Sociedad inscrita: Registro Mercantil de Burgos, hoja 654, tomo 27, fecha 168 de 1986 Reformas autorizadas: <i>[Firma]</i> Ctra. Nacional, n.º 1, km. 161 09400 ARANDA DE DUERO (Burgos)												

Figura 22: Ficha técnica de la góndola a diseñar.

2.7. Planteamiento del cálculo.

En este apartado se expone el método de análisis que se va a emplear. Se van a realizar modelos de complejidad creciente, con los que se pretende ir analizando la estructura en diferentes solicitaciones con diferentes niveles de detalle. Se consigue con esto estudiar diversas hipótesis en la góndola con modelos de dificultad reducida, pero que van a proporcionar resultados útiles para su análisis. Este procedimiento de análisis queda justificado por su utilización en numerosos proyectos de análisis estructural. [5]

Se van a realizar cuatro modelos para analizar todas las acciones a las que se ve sometido el camión-góndola. Comenzando con modelos lineales, con los que se puedan obtener esfuerzos y movimientos razonables, hasta un modelo de mayor complejidad con elementos 2-D detallados, con los que se obtienen un campo tenso-deformacional más preciso. Finalmente, se analizará el bulón con un nuevo modelo lineal, para este elemento por separado. [5]

El primer modelo se va a resolver con la herramienta de cálculo de elementos finitos ABAQUS/CAE. Se va a realizar un modelo lineal muy simplificado que permitirá observar, con un nivel de detalle reducido, movimientos globales de la góndola y, para hipótesis de frenadas de emergencia, valores de la reacciones en el bulón, que se utilizarán para la verificación estructural de este elemento. La simplificación de la estructura para este primer modelo se refleja en la figura 23.



Figura 23: Simplificación de la estructura en el modelo 1.

El segundo y tercer modelo se van a resolver con otra herramienta de elementos finitos, como es ANSYS. La utilización de dos códigos de cálculo ingenieriles se justifica por el hecho de demostrar que el autor del proyecto ha asimilado los conceptos de ambas herramientas durante su formación.

Con el segundo modelo se va a diseñar la góndola con todas las vigas que conforman la estructura, sin detallar la sección de cada una, para ello se va a emplear el elemento BEAM 4.

Con este modelo se van a poder observar los movimientos de la estructura de un modo más fiel a la realidad en comparación con el anterior. También se va a hacer una primera aproximación a los valores más críticos de tensión. La estructura global se va simplificar a un entramado de vigas, que es el que realmente sufre las solicitaciones estructurales que son provocadas por la carga. La simplificación empleada para el modelo se muestra en la figura 24.



Figura 24: Simplificación de la estructura en el modelo 2.

Con el tercero se va a diseñar el modelo más equivalente a la estructura real. Se procederá a dibujar el perfil de las vigas y ciertos detalles de éstas, que con el modelo anterior no se alcanzaba a conocer. Se van a emplear elementos 2-D para definir las vigas y obtener unos resultados mucho más aproximados, ya que así lo requiere la complejidad de la estructura, en concreto se emplea el elemento SHELL 43.

Con este modelo los resultados en los movimientos de la estructura deben ser muy similares al modelo anterior para dar validez a la teoría de la realización de modelos de complejidad creciente. Con este modelo se van observar resultados fieles en relación a la distribución de las tensiones críticas. Se muestra en la figura 25 el tipo de elemento 2-D empleado.

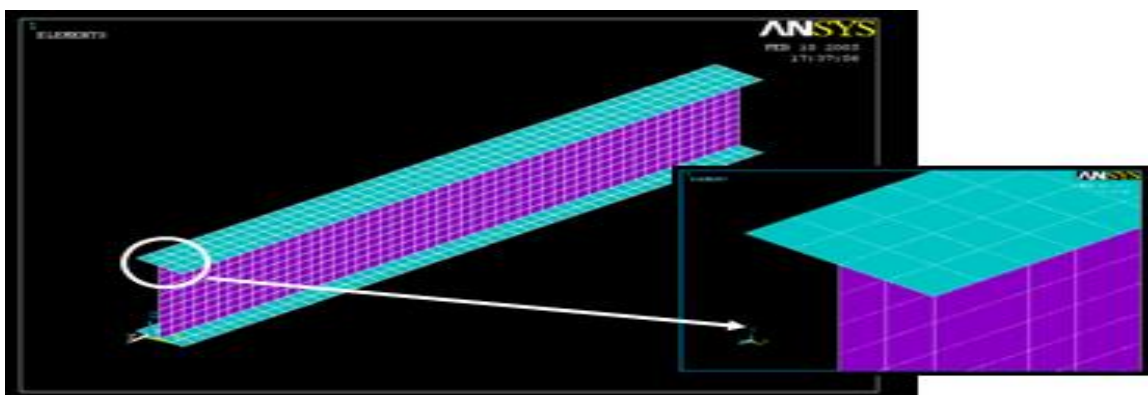


Figura 25: Elementos 2-D para la simplificación de la estructura en el modelo 3.

Con el último modelo se van a analizar las solicitaciones a las que se va a ver sometido el bulón en un caso de frenada de emergencia. Se va a analizar a través de la teoría de resistencia de materiales, sin necesidad de recurrir a herramientas de cálculo de elementos finitos.

En el modelo se va a estudiar el bulón por separado del resto de la estructura, aplicándole como cargas las reacciones obtenidas para las hipótesis de frenada de emergencia en el primer modelo. Este modelo está justificado debido a la necesidad de verificar la integridad estructural del bulón en frenada, donde puede experimentar tensiones superiores a las que admite el material. Es necesario este nuevo modelo para analizar el bulón, porque en los dos modelos anteriores este elemento se ha sustituido por el entramado de vigas ya que éste soporta las fuerzas verticales, sin embargo, las fuerzas horizontales son absorbidas por el bulón. La simplificación del bulón a un elemento lineal que se realiza en este modelo se muestra en la figura 26.

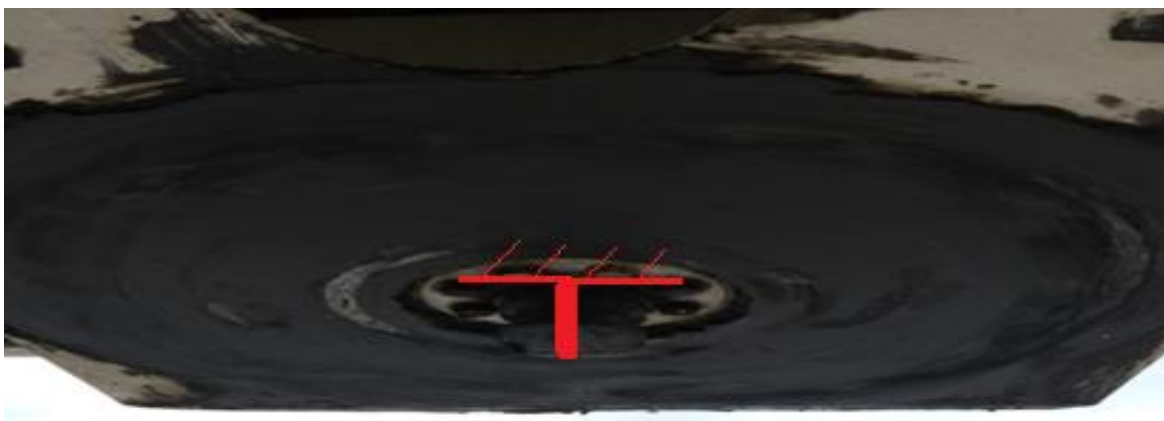


Figura 26: Simplificación del bulón del modelo 4.

2.8. Técnica numérica: M.E.F.

2.8.1. Introducción.

La solución de un problema de ingeniería requiere de la construcción de modelos simplificados del sistema real que reflejen las características de éste que son determinantes en el problema a resolver (modelos físicos).

Un problema de ingeniería se refleja, generalmente, en un conjunto de ecuaciones diferencias con complicadas condiciones de contorno (modelo matemático). Encontrar una solución analítica de estas ecuaciones suele ser difícil cuando no imposible principalmente por la geometría del dominio.

El Método de los Elementos Finitos (M.E.F.) es un método numérico de resolución de problemas de Mecánica de Sólidos. [6] [7] [8] Es una herramienta de cálculo muy potente que permite encontrar soluciones aproximadas de problemas cuya complejidad desborda los medios matemáticos tradicionales. El M.E.F. obtiene una solución del problema haciendo mínimo un funcional que, en Mecánica de Sólidos es, generalmente, la energía potencial.

Las primeras ideas del M.E.F. tal y como se utiliza ahora, se deben a Turner, Clough, Martin y Topp (1956). En su desarrollo introdujeron el uso de elementos finitos simples (barras y placas triangulares con cargas en su plano), empleando los conceptos de “discretizado” y “funciones de forma” al análisis de diseños aeronáuticos.

La llegada de los ordenadores facilitó enormemente el uso de herramientas como el M.E.F. en problemas de ciencia e ingeniería. La potencia actual de los ordenadores y los avances informáticos han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de potentes códigos de elementos finitos tales como Abaqus/CAE y ANSYS empleados en este proyecto. Hoy en día ya se concibe la conexión inteligente entre las técnicas de análisis estructural, las técnicas de diseño (CAD), y las técnicas de fabricación.

En la actualidad el M.E.F. es ampliamente utilizado en la industria y no cesan de aparecer trabajos de investigación en este ámbito.

El uso correcto de herramientas como el M.E.F. requiere un profundo conocimiento no solo de las características del problema (estructuras, cargas, material,...), sino también de los principios del M.E.F.

2.8.2. Tipos de elementos finitos que se van a emplear.

En este apartado se presentan los tipos de elementos finitos más utilizados y sus características más importantes, entre los cuales se encuentran: elemento barra, elemento viga, elemento triangular, elemento cuadrilátero, elemento rectangular, elemento hexaédrico, elemento de bordes curvos y elemento axilsimétrico. Los diferentes códigos de cálculo de elementos finitos almacenan en sus librerías, un conjunto de elementos muy extenso. A pesar de ello, la mayoría de las aplicaciones y construcciones mecánicas pueden ser solucionadas con los elementos más básicos mencionados anteriormente.

Atendiendo a la dimensión de los elementos, se pueden dividir en tres categorías: elemento de línea, elemento de área y elementos de volumen. Los elementos barra y viga son elementos de línea, los elementos triangulares, cuadriláteros y axilsimétricos son elementos de área y los elementos hexaédricos y tetraédricos son elementos de volumen. [9] Se detallan a continuación los empleados en este proyecto.

a- Elemento barra.

El elemento barra se caracteriza, principalmente, porque sólo puede actuar como una pieza sometida a dos fuerzas a lo largo del eje longitudinal del elemento.

Una estructura sólo puede ser modelada con elementos barra si cumple las siguientes condiciones:

- Su longitud es mucho mayor que su ancho (Aproximadamente 10 veces)
- Los distintos elementos tipo barra de la estructura, están unidos entre sí con pasadores que no transfieren momentos.
- Las cargas externas solo son aplicadas en el extremo común de varios elementos y se reparten paralelamente a los mismos (como carga axial).

De este modo, los elementos barra sólo van a estar sometidos a tracción o compresión, por lo que únicamente se debe establecer el área axial del elemento. La figura 27 referencia la geometría de un elemento barra tridimensional con tres grados de libertad por nodo: los desplazamientos sobre los ejes globales X, Y y Z. [9]

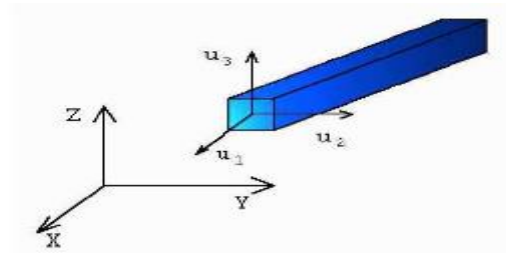


Figura 27: Elemento barra.

b- Elemento viga.

El elemento viga es uno de los más utilizados. Además de las aplicaciones que se van a emplear para estructuras, como la de este proyecto en concreto, tiene aplicaciones para muchos otros sistemas, como uniones mecánicas, sistemas de tuberías y conductos y vigas en puentes, las cuales pueden ser modelados con este elemento.

Para modelar una determinada parte estructural con elementos viga, una de sus dimensiones debe ser mucho mayor (aproximadamente 10 veces) que las otras dos. A diferencia del caso del elemento barra, el elemento viga tiene la posibilidad de someterse a cargas transversales y/o momentos flectores además de a las cargas de tracción y compresión.

Nótese la diferencia con el elemento barra, ya que el elemento viga tridimensional ostenta seis grados de libertad por nodo: el desplazamiento y el giro en cada uno de los tres ejes. La geometría y los grados de libertad de este tipo de elemento tridimensional, se muestran en la figura 28. [9]

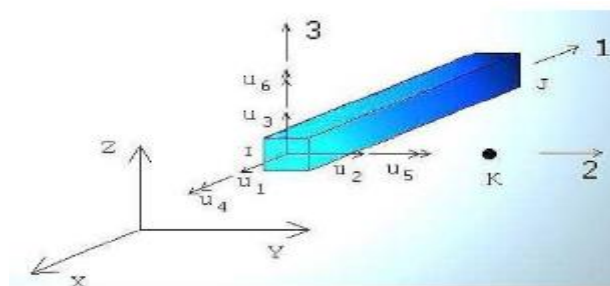


Figura 28: Elemento viga.

c- Elementos planos triangular y cuadrilátero.

Dentro del caso del análisis plano son usados especialmente dos tipos de elemento: el triangular y el cuadrilátero (ver figura 29). [9]

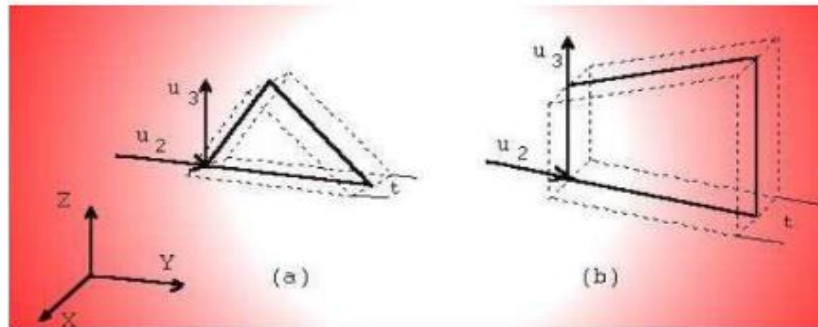


Figura 29: Elemento plano triangular y cuadrilátero.

El elemento triangular es el elemento finito por excelencia, un comodín. Lo es por su capacidad para aproximar con él cualquier forma estructural continua, plana o espacial, en forma de lámina o con bordes curvos, siempre que se reduzca de un modo adecuado el tamaño de los mismos y, en consecuencia, se incremente su número en la discretización de la estructura continua. A pesar de que en la actualidad han aparecido otros elementos más complejos desarrollados para hacer frente a tales necesidades, el conocimiento de las propiedades de los elementos triangulares es fundamental para el estudio de elementos con caras curvas.

El elemento cuadrilátero es de fácil manejo matemático por el hecho de estar formado por la superposición de triángulos. Como norma general, se prefieren los elementos cuadriláteros por razones de isotropía geométrica aunque, como se ha explicado, es interesante emplear elementos triangulares cuando la geometría del elemento a modelar posee irregularidades en su forma, como se demuestra en la figura 30. [9]

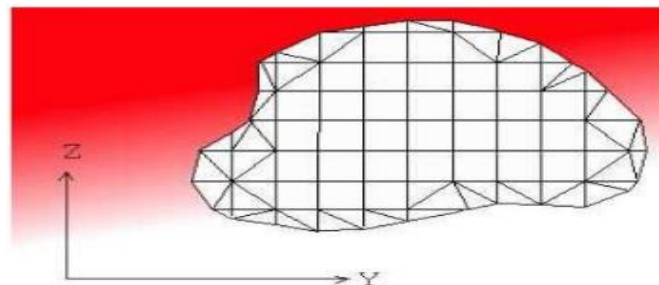


Figura 30: Combinación de elementos planos.

d- Elemento plano rectangular.

El elemento rectangular posee unas cualidades similares al cuadrilátero. Resulta muy útil por su facilidad computacional cuando sus lados son paralelos a los ejes de coordenadas globales y la estructura no tiene bordes curvos. Es fácilmente generable y, en los casos mencionados, da una muy buena aproximación al sólido en estudio.

Este elemento es de gran importancia en el estudio de la flexión de placas delgadas y para el estudio de elementos hexaédricos con caras curvas (véase figura 31). [9]



Figura 31: Elemento plano rectangular.

2.9. Herramientas de cálculo a emplear.

Se van a utilizar dos códigos de cálculo de elementos finitos, que son “Abaqus/CAE” y “ANSYS”. Se justifica la utilización de dos códigos diferentes para demostrar los conocimientos adquiridos por el autor del proyecto durante el desarrollo de su carrera y la polivalencia a la hora de adquirir resultados en el cálculo de estructuras.

➤ Abaqus/CAE.

El código de elementos finitos conocido como Abaqus fue desarrollado a finales de la década de los setenta por David Hibbitt, Dr. Bengt Karlsson y P. Sorensen. Abaqus/CAE (ver figura 32) es un programa destinado a resolver problemas de ciencias e ingeniería y está basado en el método de los elementos finitos. Hoy en día, se utiliza en diversos sectores industriales tales como el nuclear, automóvil, aeroespacial, eólico, biomedicina e industrias de consumo. [10]

El programa puede resolver casi todo tipo de problemas, desde un simple análisis lineal hasta simulaciones complejas no lineales. Abaqus posee una extensa librería de elementos finitos que permite modelar virtualmente cualquier geometría, así como su extensa lista de modelos que simulan el comportamiento de una gran mayoría de materiales, permitiendo su aplicabilidad en distintas áreas de ingeniería. [11]

Abaqus está dividido en módulos, donde cada uno define un aspecto lógico del proceso de modelado, diferenciando los módulos de: definición de la geometría, definición de las propiedades de los materiales, ensamblaje, definición de *step*, módulo de interacción, definición de cargas, mallado, módulo de resolución, módulo de visualización y *sketch*. [10]

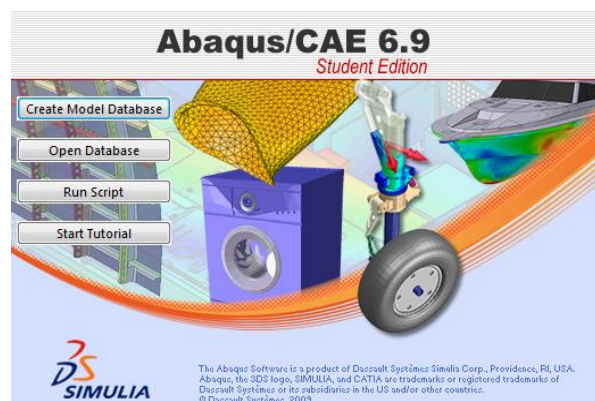


Figura 32: Interfaz de Abaqus/CAE.

- ANSYS Inc. (Swanson Analysis Systems, Inc.).

Fue fundada en 1970, proporciona soporte a la ingeniería introduciendo nuevos métodos para conseguir desarrollar productos y procesos de fabricación más innovadores con programas de elementos finitos destinados a la simulación, que predicen cómo trabajará y reaccionará un determinado producto bajo unas condiciones de funcionamiento reales. [12]

ANSYS (ver figura 33) es un programa de elementos finitos que originariamente ofrece soluciones para resolver análisis estático-lineales. Sucesivamente se han ido introduciendo módulos con los que este programa es capaz de resolver problemas dinámicos no lineales, los cuales no han sido utilizados en el desarrollo del presente proyecto. [12]

El interfaz de ANSYS agrupa los comandos de interés en tres grandes bloques: preprocesado, solución y postprocesado.

- En el preprocesado se establecen las características físicas y geométricas del modelo, siendo la fase que más tiempo requiere del análisis.
- En la fase de solución, se aplica el sistema de cargas al modelo y se eligen los parámetros de solución del sistema de ecuaciones que genera el problema.
- Finalmente, en la fase de postprocesado se obtienen los resultados del análisis y se presentan de múltiples formas: gráficas, animaciones, listas de datos, etc., pudiéndose así obtener las conclusiones que procedan.

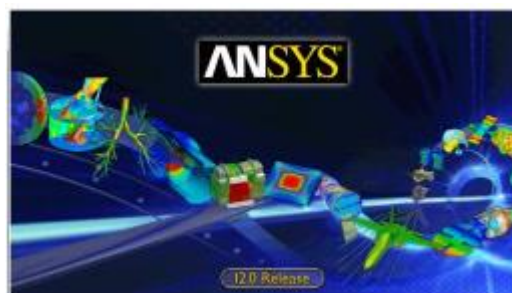


Figura 33: Interfaz de Ansys.

3. RESULTADOS.

En este capítulo se procede a diseñar los modelos de análisis de la estructura expuestos en el apartado 2.7., a analizarlos en diferentes estados y condiciones de cargas. Para ello se emplean las herramientas de elementos finitos descritas en el apartado 2.9.

3.1. Modelo lineal.

Con el primer modelo del proyecto se va a analizar el camión góndola, simplificando la estructura a una única viga, a la que se le atribuirá una sección que equipare el momento de inercia de la estructura real, de manera que se consigan movimientos aproximados.

Este primer modelo del proyecto se va a emplear para estudiar y comprender el comportamiento general de la góndola, tratándola de la manera más simplificada posible. Se estudia el problema tratando a la estructura como un modelo de elemento viga, de modo que resulte más sencillo de resolver y permita obtener con mayor rapidez y sencillez una primera aproximación de los resultados.

Para este primer modelo se van a analizar reacciones y desplazamientos. Al igualar los momentos de inercia del modelo al de la estructura real, los desplazamientos que se van a obtener son verosímiles, siempre teniendo en cuenta la simplificación de la geometría que se ha llevado a cabo. Se puede realizar esta afirmación teniendo en cuenta que al introducir las fuerzas del caso real al modelo y equiparar las constantes de rigidez, se obtienen valores de desplazamientos reales, ateniéndonos a la siguiente ecuación de la resistencia de materiales $[F] = [K] \cdot \{d\}$. Los valores de tensión no se van a analizar porque los resultados no proporcionan una visión real de lo que ocurre en la estructura real, sin embargo, si se aprecian las zonas de mayor sufrimiento.

Se va a realizar un análisis estático, analizando diferentes hipótesis que se justificarán a lo largo del capítulo.

Este primero modelo, se van a construir y resolver con la herramienta de cálculo de elementos finitos "Abaqus/CAE".

CONSTRUCCIÓN DEL MODELO:

Se realiza un diseño lineal en dos dimensiones, con elementos tipo BEAM. Este elemento soporta esfuerzos axiales, cortantes y flectores, por tanto el modelo será útil para analizar cargas que generen este tipo de esfuerzos.

Con el modelo se quiere analizar, en una primera aproximación, las zonas que sufren mayores desplazamientos y sus valores en diferentes solicitaciones y observar las zonas que soportan mayores tensiones en un estudio estático.

Para construir el modelo lo más veraz posible, se ha colocado una barra en la posición del bulón, que actúa como apoyo delantero de la estructura (ver figura 34), lo que permite conocer detalles sobre este elemento, que en determinadas hipótesis, es el punto crítico a analizar. Las dimensiones del diseño se muestran en la figura 34.

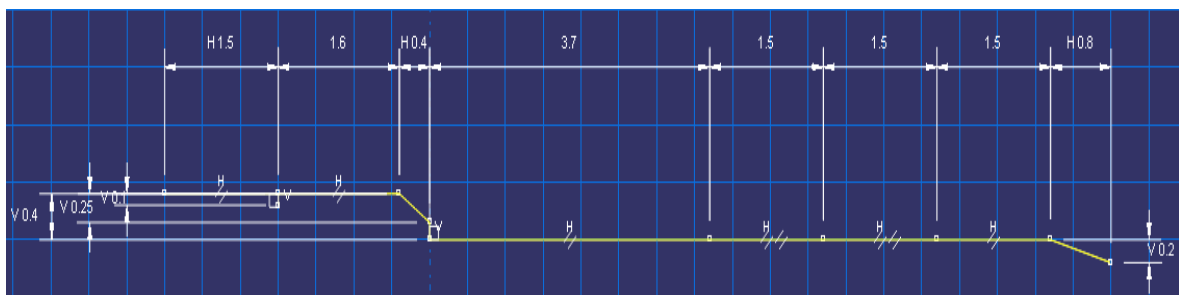


Figura 34: Diseño de la geometría del modelo lineal.

Vienen acotadas en metros todas las dimensiones y longitudinales del modelo, incluidos los puntos donde se apoya la estructura, que irán variando en función del número de ejes traseros que se coloquen, como se mostrará mas adelante.

La barra vertical que refleja la geometría del bulón en el modelo, se diseña con la longitud seleccionada para este elemento que es de 10 centímetros (vease capítulo 2.3.), para que se aprecien los resultados de flexión y cortadura que experimenta el bulón, que principalmente surgen cuando aparezcan fuerzas horizontales sobre la estructura. Se sitúa el apoyo delantero en este punto, ya que es el elemento de unión con la cabeza tractora.

Para hacer un modelo semejante a la realidad y que sirva para comprobar si la estructura cumple globalmente con los requisitos preestablecidos, ésta se va a diseñar con una sección rectangular con un espesor tal, que tenga el mismo momento de inercia en el eje "x" que la estructura real (eje que soporta los esfuerzos a flexión en la estructura). Para ello se debe conocer el momento de inercia de la estructura real, es decir, las secciones de los diferentes tipos de vigas que se emplean y su distribución en la góndola. Ver capítulo 2.3. del presente proyecto.

Para igualar los momentos de inercia de modelo y estructura real, se realiza un corte a la estructura en la cama de la góndola, de manera que sólo se tengan en cuenta las secciones de las vigas longitudinales, debido a que estas son las que soportan mayoritariamente la carga. Se suman los momentos de inercia en "x" y se igualan a los del modelo que se va a realizar, para obtener un espesor adecuado para la sección equivalente y que los resultados sean aproximados a los de la estructura original.

Se ha decidido tener en cuenta solamente el momento de inercia de las vigas longitudinales, porque la comparación del momento de inercia de las vigas longitudinales respecto a las vigas transversales es del orden de 20 veces mayor. Se consigue así simplificar los cálculos, asumiendo que las vigas tipo 1 y 2 son las que aumentan el momento de inercia, y despreciando para este modelo inicial, el efecto de las vigas transversales menores.

Igualando los momentos de inercia de la estructura real al del modelo simplificado, se obtiene el espesor con el que se diseña la geometría de la sección:

$$\begin{aligned}I_{estructura} &= I_{modelo} \\2 \cdot I_{x_1} + 2 \cdot I_{x_2} &= \frac{ancho \cdot espesor^3}{12} \\2 \cdot 52693 \text{ cm}^4 + 2 \cdot 24876,6 \text{ cm}^4 &= \frac{265 \text{ cm} \cdot espesor^3}{12} \\espesor &= 19,15 \text{ cm}\end{aligned}$$

Al realizar el modelo se introduce un espesor para la placa de 19,15 cm que, como se ha calculado, resulta equivalente al momento de inercia que crean las vigas en la estructura real.

Asimismo, el valor del peso propio de la estructura en el modelo no va a corresponderse con el de la estructura real debido a que los volúmenes de material son distintos. Por tanto, para hacer verosímil el modelo se obtendrá el peso de la estructura real, para de este modo, poder obtener una densidad que iguale el peso propio del modelo al de la estructura real y así tener las mismas condiciones de carga.

Para obtener el peso de la estructura originaria primero se debe conocer el volumen de material empleado y para ello es necesario conocer la geometría de la góndola. En la figura 16 del capítulo 2.3. se puede observar la geometría de la góndola que se va a diseñar.

Se debe conocer la longitud total de cada tipo de viga. A continuación se obtiene la longitud de cada tipo de viga y del bulón:

$$L_{tipo_1} = 2 \cdot [(3,1 - 1,15) + 0,472 + 0,15 + 8,2 + 0,824] m + 2 \cdot 0,7 m = 24,592 m$$

$$L_{tipo_2} = 2 \cdot (3,1 + 0,472 + 0,15 + 8,2 + 0,824) m + 5 \cdot 2,5 m = 37,992 m$$

$$L_{tipo_3} = 13 \cdot 2,5 m = 32,5 m$$

$$L_{tipo_4} = 7 \cdot 2,5 m = 17,5 m$$

$$L_{bulón} = 0,1 m$$

- La longitud de las vigas con inclinación se ha obtenido empleando el Teorema de Pitágoras.

Para conocer el volumen, hay que saber que sección se aplica a cada viga. Se especificó en la selección de las secciones, para qué vigas se usaba cada sección (ver capítulo 2.3.). Con estos datos calculamos el volumen de la estructura completa.

$$V_{tipo_1} = L_{tipo_1} \cdot A_1 = 24,592 m \cdot 0,028 m^2 = 0,689 m^3$$

$$V_{tipo_2} = L_{tipo_2} \cdot A_2 = 37,992 m \cdot 0,023 m^2 = 0,874 m^3$$

$$V_{tipo_3} = L_{tipo_3} \cdot A_3 = 32,5 m \cdot 0,00445 m^2 = 0,145 m^3$$

$$V_{tipo_4} = L_{tipo_4} \cdot A_4 = 17,5 m \cdot 0,003 m^2 = 0,052 m^3$$

$$V_{bulón} = L_{bulón} \cdot \frac{\phi_{bulón}^2 \cdot \pi}{4} = 0,1 m \cdot \frac{0,15^2 \cdot \pi}{4} m^2 = 1,757 \cdot 10^{-3} m^3$$

El volumen total de la estructura es la suma de los volúmenes de cada tipo de viga que es el siguiente.

$$V_{total} = \sum_1^5 V = 1,76 m^3$$

La masa de la góndola sin cargar (tara) se obtiene, con el dato de la densidad del acero, mediante la siguiente expresión.

$$\rho = m/V$$

$$Tara = V_{total} \cdot \rho_{acero} = 1,76 \cdot 7850 = 13812,232 Kg$$

Con la segunda ecuación de Newton (ecuación [1]) se obtiene el peso propio de la estructura a partir de esta masa.

$$P = Tara \cdot g = V_{total} \cdot \rho_{acero} \cdot g = 13812,232 \cdot 9,8 = 135359,87 \text{ N} \quad (1)$$

Este es el peso propio de la estructura, dato que también es necesario para el cálculo de diferentes factores a tener en cuenta en frenada.

Si se iguala el peso de la estructura real al del modelo, se obtiene la densidad que se debe introducir para el material equivalente del modelo. De este modo, la carga que genera automáticamente Abaqus es la misma que el peso propio de la estructura real.

Primero se obtiene el volumen de la estructura del modelo, que es:

$$V_{modelo} = Longitud \cdot ancho \cdot espesor = 12,746 \text{ m} \cdot 2,65 \text{ m} \cdot 0,1915 \text{ m} = 6,468 \text{ m}^3$$

Finalmente, igualando los pesos se obtiene la densidad que se debe introducir al material equivalente del modelo. Ecuación [1].

$$P = V_{modelo} \cdot \rho_{modelo} \cdot g \rightarrow 135359,87 \text{ N} = 6,468 \text{ m}^3 \cdot \rho_{modelo} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (1)$$

$$\rho_{modelo} = \frac{135359,87}{6,214 \cdot 9,8} = 2135,38 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (1)$$

Con el espesor y la densidad equivalentes del modelo, ya se puede proceder a analizar el modelo con Abaqus.

Como se ha explicado, se harán diferentes ensayos, simulando las distintas sollicitaciones posibles que pueden aparecer durante la utilización de la góndola. Se deciden las hipótesis que se van a simular, es decir, situaciones de cargas y apoyos en condiciones de funcionamiento.

Cabe destacar que los resultados que se obtengan en estos primeros cálculos son aproximados. Se va a tener en cuenta, para entender cómo va a trabajar la estructura en las diferentes hipótesis que se simulen.

Otra utilidad de este modelo es comprobar si las secciones asignadas a las vigas son las apropiadas para el caso. De este modo se puede aproximar que, con las secciones de las vigas diseñadas, se cumplan los requerimientos establecidos por normativa.

A continuación se pasa a desarrollar las hipótesis que se consideran apropiadas y útiles para este modelo.

3.1.1. Hipótesis de peso propio + carga máxima autorizada, distribuida uniformemente por la cama.

La primera hipótesis que se va a realizar es una simulación del vehículo cargado con la masa máxima autorizada y distribuida uniformemente a lo largo de la cama.

En esta primera hipótesis se van a analizar los desplazamientos de la estructura y sus variaciones al modificar el número de ejes traseros del camión. Se va a tratar de demostrar la necesidad de diseñar la estructura con 3 ejes, como la góndola real en que está inspirado este proyecto.

Se va a simular el modelo con la carga distribuida uniformemente a lo largo de los 8.2 metros de longitud de la cama de la góndola. Para tener en cuenta el peso propio adecuado, se introduce el valor de la densidad calculado al inicio del capítulo, y se crea una fuerza de gravedad que se aplica a toda la estructura.

La documentación técnica del camión góndola seleccionado, mostrada en la figura 22 (capítulo 2.6.), refleja el valor de la masa máxima autorizada, mostrada a continuación. Durante la realización del proyecto se va a emplear este dato para realizar todas las hipótesis, ateniéndose al valor con el que se obtendrán los resultados más desfavorables.

$$Masa\ máxima\ autorizada = 64000\ kg$$

Para conocer la masa máxima que se puede transportar en la estructura, se debe hallar la diferencia entre el valor anterior y el de la masa de la estructura sin cargar o “tara” (valor obtenido en el apartado 3.1.), quedando una masa máxima a disponer sobre la estructura de:

$$m_{m\acute{a}x} = 64000\ Kg - 13812,232\ Kg = 50187,77\ Kg$$

Esta masa se traduce en un peso máximo a disponer sobre la cama, que se obtiene con la segunda ley de Newton (ecuación [1]), de:

$$F_{max} = 50187,77\ Kg \cdot 9,8\ \frac{m}{s^2} = 491840,13\ N \quad (5)$$

Al dividir la carga por la longitud de la cama, se tiene una carga distribuida a lo largo de la cama de:

$$q = \frac{491840,13}{8,2} = 59980,5\ \frac{KN}{m}$$

En el cuello de la góndola, dónde se permite el giro relativo de la cama respecto de la cabeza tractora a la hora de tomar una curva, se va a colocar un apoyo móvil o “carrito”, debido a que en ese punto sólo queda restringido el movimiento vertical. El carrito se coloca en la barra vertical para observar los esfuerzos de flexión que se producen en ésta, la cual simula la geometría del bulón.

En los apoyos en los ejes traseros se colocan restricciones en los movimientos horizontal y vertical, debido a que estos puntos van unidos a la cama de la góndola sin que se permita el desplazamiento respecto al resto de la estructura.

Se analizan a continuación las alternativas de diseño referentes al número de ejes traseros con los que se va a diseñar la góndola.

3.1.1.1. Un eje trasero.

Se realiza un primer cálculo estableciendo un solo eje trasero, es decir, como se explicó en el capítulo 2.2.4., se colocan dos apoyos en la cama de la góndola.

Realizar varios modelos, aumentando el número de ejes traseros en cada uno, va a permitir observar los beneficios en relación a la distribución de los movimientos en la estructura.

La disposición de carga y apoyos para este modelo se muestra en la figura 35. La carga debida al peso propio es representada por una carga repartida dispuesta sobre toda la góndola.



Figura 35: Disposición de cargas y apoyos hipótesis 3.1.1.1.

Se resuelve la hipótesis y los resultados que se obtienen, valor máximo de desplazamiento y distribución de los movimientos de la estructura, se muestran a continuación (figura 36).

- Desplazamientos:

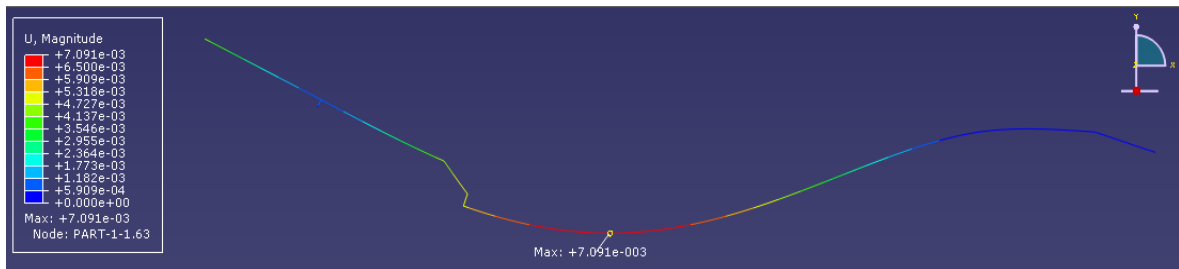


Figura 36: Desplazamientos hipótesis 3.1.1.1.

El valor de desplazamiento máximo es de 7,09 mm y se alcanza en la parte central de la cama de la góndola, entre el primer apoyo del eje trasero y el cuello de la góndola.

Otras zonas críticas para analizar en el diseño final, además de la zona donde se alcanza el máximo desplazamiento, es la unión del cuello de la góndola con la cama y el voladizo delantero en la parte del cuello de la góndola, donde también aparecen desplazamientos de valores a tener en cuenta. En estas zonas los movimientos son elevados y al detallar su geometría, al realizar modelos de detalle, puede dar lugar a la aparición de resultados más desfavorables a los que se aprecian con este modelo.

El valor del máximo desplazamiento es superior al límite establecido para el proyecto de 5 mm. Para el caso simulado, disponer de dos apoyos traseros (un eje) no es suficiente para asegurar que la góndola no supere el límite de máximo desplazamiento establecido.

Se va a analizar la alternativa de diseño de colocar un segundo eje trasero en la estructura, como se desarrolla en el siguiente apartado.

3.1.1.2. Dos ejes traseros.

La primera modificación es incluir un nuevo eje trasero, lo que añade un nuevo apoyo trasero en la cama. Se va a realizar esta variación y así recalcular el modelo.

Con objeto de reducir el desplazamiento en el punto donde se alcanza el máximo, para este segundo ensayo realizado, se coloca un segundo eje trasero a una distancia de 1,5 metros del ya existente. Aparece por tanto un nuevo apoyo. La ballesta de suspensión de este eje, en uno de sus extremos (el que se orienta hacia el otro eje trasero) compartirá punto de apoyo como se expuso en el apartado 2.2.4., de modo que al añadir un nuevo eje, sólo aparece un nuevo apoyo en el modelo.

Como se aprecia en la figura 37, el nuevo diseño va a contar con un el apoyo vertical o “carrito” delantero y tres apoyos traseros. La disposición de cargas es la misma que en el ensayo anterior.



Figura 37: Disposición de cargas y apoyos hipótesis 3.1.1.2.

Se resuelve el caso y los resultados en los movimientos que se producen en la estructura para este segundo caso se muestran en la figura 38.

- **Desplazamientos:**

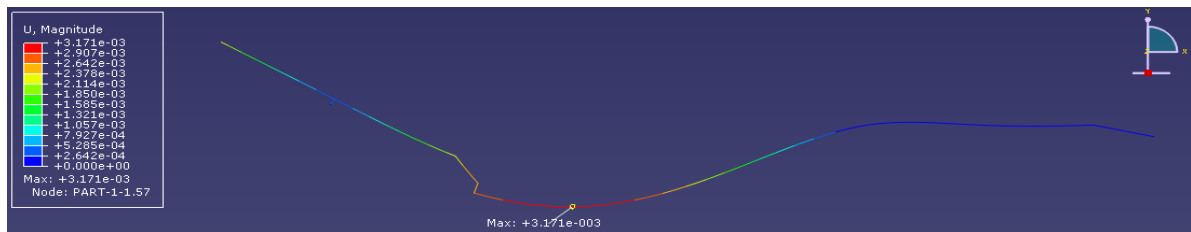


Figura 38: Desplazamientos hipótesis 3.1.1.2.

El valor del desplazamiento máximo es de 3,17 mm y se alcanza en la cama de la góndola. Como era de esperar la zona donde se producen los mayores movimientos de la estructura es similar a la de la hipótesis anterior, habiéndose desplazado ligeramente esta zona hacia el cuello de la góndola debido a la colocación de un apoyo en una posición más centrada en la cama.

Los valores máximos de desplazamiento se han reducido aproximadamente a la mitad a lo largo de la cama de la góndola. Incluir un nuevo eje trasero en una posición más centrada en la góndola y contar con un total de 2 ejes traseros, se traduce en una reducción de los movimientos sobre la estructura.

El valor de la flecha máxima para esta hipótesis y este modelo se encuentra dentro de los límites estructurales establecidos. Pero, a pesar de que la flecha para esta hipótesis este dentro de las especificaciones, no se corrobora que para el resto de las solicitaciones de carga que se van a simular también se cumpla. Teniendo en cuenta que se la estructura se pretende diseñar para que soporte condiciones de carga y apoyos en situaciones más críticas se ha considerado que no es suficiente con dos ejes traseros.

La estructura original que se diseña cuenta con 3 ejes traseros. Al incluir un nuevo eje trasero más cerca del cuello de la góndola, los desplazamientos van a continuar reduciéndose. Además va a aportar al diseño una mejor distribución de reacciones y por tanto menores tensiones.

3.1.1.3. Tres ejes traseros.

En la tercera alternativa de diseño se añade un tercer eje trasero. Se pretende continuar reduciendo el valor del máximo desplazamiento en la cama para afrontar con mayor margen de seguridad las posteriores hipótesis que se van a simular.

Para ello, se coloca el nuevo eje en una posición más centrada en la cama, a 1,5 metros del eje anterior, como viene acotado en la figura 34. Como ya se explicó en la hipótesis anterior, la configuración de la geometría de las ballestas de suspensión provoca que aparezca únicamente un nuevo apoyo, debido a que el otro extremo de la ballesta comparte punto de apoyo.

La disposición de cargas es la misma que en el apartado anterior. La nueva distribución de apoyos se observa en la figura 39.

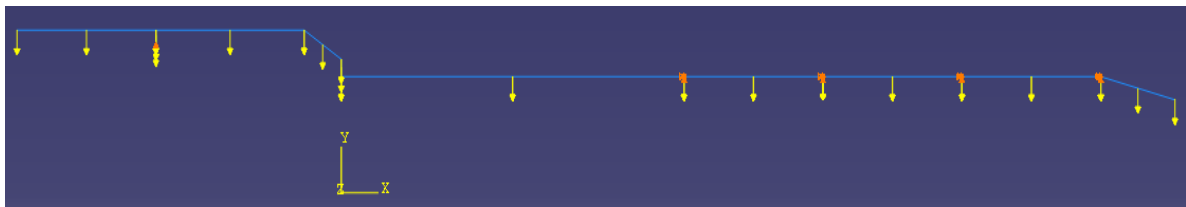


Figura 39: Disposición de cargas y apoyos hipótesis 3.1.1.3.

Se resuelve el caso y los resultados del ensayo, en relación a los movimientos en la estructura, se muestran a continuación (ver figura 40).

- Desplazamientos:

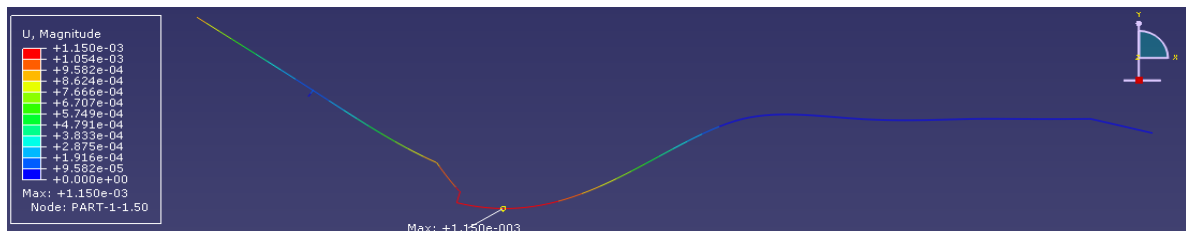


Figura 40: Desplazamientos hipótesis 3.1.1.3.

El valor del máximo desplazamiento ha disminuido a 1,15 mm y se encuentra en la cama de la góndola, en una posición intermedia entre el nuevo apoyo y el cuello. Con esta nueva disposición

de apoyos, la zona de mayores desplazamientos se ha desplazado aún más hacia a la unión de la cama con el cuello con respecto a las dos hipótesis anteriores.

Con el tercer eje se ha conseguido reducir los movimientos máximos en la cama hasta situarlos cinco veces por debajo del límite establecido (para esta hipótesis y en este modelo). Sin embargo, la inclusión de nuevos apoyos en la cama afecta en menor medida a los movimientos que experimenta el voladizo del cuello, donde los movimientos son similares a los obtenidos en la hipótesis de un solo eje trasero. Esta parte de la estructura se ha convertido en una zona de elevados movimientos.

La góndola se va a diseñar con la disposición de apoyos de esta hipótesis. En posteriores modelos se debe corroborar la integridad estructural del diseño para las solicitaciones a las que se puede ver sometido.

3.1.1.4. Conclusión de la hipótesis.

La estructura debe soportar grandes cargas sobre la cama de la góndola, por ello, son necesarios varios apoyos traseros para cumplir con la normativa establecida.

Se han comprobado las zonas que sufren mayores desplazamientos de la estructura y cómo evolucionan a medida que se aumenta el número de ejes, quedando justificada la colocación de tres ejes traseros para asegurar la integridad de la estructura.

Por el contrario, incluir un cuarto eje trasero, teniendo en cuenta que con el número de ejes actual la estructura sea capaz de soportar las condiciones de carga para las que se va a diseñar, se traduce en un presupuesto mayor, no sólo por motivos de mayor complejidad y mayor cantidad de materiales a emplear, sino también por incrementar la resistencia al avance al incluir un nuevo par de neumáticos, lo que provoca un mayor gasto de combustible. Se debe comprobar, en modelos posteriores, que con el número de ejes actual la estructura soporta las diferentes condiciones de carga a las que se puede ver sometida.

Se han ido observando cambios en los movimientos de la cama de la góndola conforme se han ido incluyendo nuevos ejes. La flecha máxima aparece en la cama, pero a medida que se introducen nuevos apoyos en posiciones más centradas de la cama, derivados de la colocación de más ejes traseros, la zona donde se alcanzan los mayores desplazamientos en la estructura

se ve reducida en tamaño. Asimismo la flecha máxima ha disminuido hasta valores admisibles, teniendo en cuenta las disposiciones técnicas establecidas.

Una zona crítica para analizar en el diseño final, además de la zona donde se alcanza el máximo desplazamiento, es la unión del cuello de la góndola con la cama. En esta zona los desplazamientos son también elevados y su geometría, al realizar el modelo de detalle, puede dar mayores problemas de los que se aprecian con este modelo.

Además, el voladizo delantero del cuello de la góndola es otra zona que experimenta importantes desplazamientos. El movimiento aquí se produce en el sentido positivo del eje “y”. Teniendo en cuenta que en este modelo el apoyo del bulón se ha diseñado como un único punto, la flexión en la cama provoca dicho movimiento en el voladizo. En modelos posteriores, donde el apoyo del bulón se diseñe con detalle y su geometría no se reduzca a un punto, este movimiento motivado por la flexión en la cama se va a ver impedido por la rigidez del apoyo del bulón, es decir, la deformada que nos ha proporcionado este modelo para esta parte de la estructura no es real. A pesar de esto, el voladizo es una zona de posibles grandes desplazamientos debido a la distancia que existe hasta el apoyo delantero, motivado por el peso propio de las vigas que conforman esta parte de la estructura.

En resumen, los resultados justifican la colocación de tres ejes traseros por tres motivos:

- Se disminuyen los movimientos en la estructura, el valor máximo disminuye hasta situarse dentro de las condiciones impuestas por normativa y las zonas donde se producen mayores desplazamientos se ven reducidas.
- Se consigue repartir las reacciones y por consiguiente también las tensiones en los apoyos (con este modelo no se alcanzan valores numéricos, pero se deduce este resultado debido a la colocación de un mayor número de apoyos).
- Aunque en el presente proyecto no se estudie, disponer de un mayor número de ejes traseros es beneficioso para la estabilidad del vehículo.

Además, se ha comprobado que para las tres alternativas de diseño las zonas que mayores tensiones experimentan se encuentran en la cama y cuello de la góndola, en ningún caso el bulón sufre tensiones elevadas para esta hipótesis de carga.

3.1.2. Hipótesis de peso propio + carga máxima autorizada para diferentes velocidades + frenada de emergencia a diferentes velocidades.

En esta hipótesis se simula una frenada que podría producirse sobre el vehículo en una situación de circulación. Se va a estudiar un caso de frenada de emergencia a la máxima velocidad de circulación y un caso de frenada de emergencia con la máxima carga admisible. De este modo, se van a analizar los dos posibles casos de frenada más críticos a los que se pueden exponer la estructura, cumpliendo la normativa DGT para vehículos de estas características. Verificando las dos alternativas se asegura que la estructura soporte los esfuerzos en cualquier situación de frenada.

El interés físico de esta hipótesis es la fuerza que genera la estructura en una situación de frenada, la cual es absorbida principalmente por el elemento de enganche (bulón). Con esta hipótesis se va a comprobar si la frenada influye en gran medida en los movimientos que sufre la góndola y se van a obtener las reacciones en el bulón, para comprobar en un modelo posterior las tensiones sobre este elemento en situaciones de frenada extrema.

Como se ha mencionado en la introducción de este capítulo (apartado 3.1.), se ha colocado una barra en la posición del apoyo delantero o bulón, en este punto es donde se coloca la fuerza resultante de la frenada. En el modelo se va a suponer que este elemento es el que absorbe toda la fuerza de la frenada.

Así mismo, para estudiar la frenada se supone una hipótesis de apoyos diferente. Se colocan apoyos móviles para los ejes traseros y se coloca un apoyo fijo en la posición del bulón. De este modo se consigue que el bulón soporte toda la fuerza de frenada.

La simplificación realizada en relación a que la fuerza de frenada es absorbida en su totalidad por el eje delantero, se debe al *efecto de cabeceo* que se produce en el convoy. El *efecto de cabeceo* va a producir, por dinámica en el vehículo, que parte de la carga que en circunstancias de circulación normal se sustenta en el eje trasero se traslade al bulón, provocando que en el reparto de cargas en una frenada de emergencia, se disponga aproximadamente el 75% de la carga sobre el eje delantero, siendo este eje por tanto, el que va a soportar mayor fuerza de frenado. [13]

Se realiza esta disposición de cargas y apoyos para afrontar una situación crítica en esta zona. Estableciendo que este elemento es el que soporta totalmente la fuerza de frenado, se proporciona mayor seguridad en los cálculos.

Se supone en el modelo que la fuerza de frenado que puede ejercer el sistema de frenos es la máxima que permite la adherencia, es decir, el sistema de frenado es capaz de ejercer tal fuerza de frenado y por tanto es esta fuerza la que se emplea en los cálculos. Se realizan la hipótesis con la siguiente distribución de apoyos y cargas (ver figura 41).



Figura 41: Distribución de cargas y apoyos hipótesis 3.1.2.

En ambos ensayos no se van a tener en cuenta las resistencias al avance: ni gravitatoria (si se encontrara circulando en una pendiente), ni aerodinámica, puesto que en comparación a la fuerza de frenado, son insignificantes.

Se procede a continuación a analizar las dos simulaciones establecidas para la hipótesis. Todos los cálculos se van a realizar para la máxima masa autorizada para cada caso debido a que a diferentes velocidades máximas la masa varía (ver capítulo 2.6.). La carga se va a distribuir uniformemente por la cama de la góndola.

3.1.2.1. Frenada de emergencia a la máxima velocidad permitida.

En la primera variante de esta hipótesis se va a simular una frenada de emergencia con el vehículo circulando a la máxima velocidad permitida para este tipo de remolque por normativa, 60 km/h. Este dato es necesario para el cálculo de la deceleración del camión. Como se muestra en la figura 22, circulando a esta velocidad la masa máxima admisible en la estructura es de 58900 kg. Esta es la carga que se aplica en la hipótesis.

Estableciendo la máxima velocidad permitida para el vehículo y la carga máxima permitida a esta velocidad, se va a simular un caso crítico en el que se pueda encontrar el vehículo.

Para conocer la fuerza de frenado que ejercen las ruedas delanteras, se emplea la siguiente ecuación (ecuación [2]) de la dinámica de vehículos: [13]

$$F_{f,d} = F_{z,d} \cdot \mu \quad (2)$$

- Donde $F_{f,d}$ es la fuerza de frenado en la dirección del movimiento.
- Donde μ es el coeficiente de rozamiento rueda-asfalto.

- Donde $F_{z,d}$ es la fuerza longitudinal sobre el eje delantero y se calcula con la siguiente ecuación (ecuación [3]) de la dinámica de vehículos: [13]

$$F_{z,d} = \frac{P \cdot l_2}{L} + \frac{h \cdot P}{g \cdot L} a \quad (3)$$

- Donde el primer término de la ecuación es consecuencia de la carga estática sobre el eje delantero, y el segundo es la transferencia de carga sobre este eje por la inercia, considerando que la única causa de transferencia de carga es la deceleración del centro de gravedad.
- Siendo P la carga máxima que puede soportar la góndola.
- Siendo l_2 la distancia del centro de gravedad al eje trasero. Como se tienen tres ejes traseros se considera la distancia del centro de gravedad al eje trasero medio.
- Siendo L la batalla de la estructura.
- Siendo h la altura del centro de gravedad.
- Siendo g la aceleración de la gravedad.
- Siendo a la deceleración del vehículo que se considera constante.

Se debe conocer la aceleración, el coeficiente de fricción entre el neumático y el asfalto, la carga sobre la góndola y diferentes magnitudes de la geometría de la góndola: batalla, altura del centro de gravedad de la góndola y distancia del centro de gravedad al eje trasero.

La carga sobre la góndola (P) para la velocidad establecida, suponiendo el vehículo con su carga máxima autorizada y teniendo en cuenta que en este dato va incluido el peso propio, se obtiene, a través de la segunda ley de Newton (ecuación [1]).

$$P = 58900 \text{ Kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 577220 \text{ N} \quad (1)$$

Teniendo en cuenta el peso propio de la estructura, la carga máxima que se puede disponer sobre la góndola es la resta de la masa máxima autorizada menos la tara de la estructura, como se expone en la siguiente expresión. Este dato se empleará en la construcción del modelo.

$$F = (58900 - 13812,232) \text{ Kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 441860,14 \text{ N} \quad (1)$$

Esta carga se distribuye uniformemente sobre la superficie de la cama, lo que supone en el modelo una carga distribuida de 53885,38 N/m.

Para todos los casos de frenada que se van a tratar, el coeficiente de rozamiento (μ) entre el asfalto y el neumático que se va a seleccionar es 0,7. Como se muestra en la tabla 2 del manual de reconstrucción de accidentes de tráfico (MRAT), éste se ha seleccionado para un tipo de asfalto normal, en condiciones de seco y para un neumático en buenas condiciones. [14]

COEFICIENTES DE ROZAMIENTO (μ)			
Terreno	Estado del terreno	Neumáticos	
		Nuevos	Viejos
Hormigón	Seco	0,9 - 0,7	0,6 - 0,4
	Mojado	0,6 - 0,4	0,4 - 0,3
Asfalto grueso	Seco	0,9 - 0,7	0,6 - 0,4
	Mojado	0,6 - 0,4	0,4 - 0,3
Asfalto normal	Seco	0,9 - 0,7	0,6 - 0,4
	Mojado	0,6 - 0,4	0,4 - 0,3
Barro		0,2	0,1
Hielo		0,1	0,1

Tabla 2: Coeficientes de rozamiento asfalto – neumático.

Para calcular el centro de gravedad del vehículo cargado, primero se debe conocer el centro de gravedad cuando sólo actúa el peso propio. Para esto, dividimos el modelo en los diferentes tramos de barras que lo forman, obteniendo de cada tramo su longitud y donde se posiciona su centro de gravedad. Se establece un mismo sistema de referencia para todos los cálculos, situando el origen de éste a la altura mínima que tiene la estructura y en el comienzo de la estructura por el cuello de la góndola, de manera que todas las distancias resulten positivas.

$$\begin{array}{ccccc}
 A \begin{cases} L = 3,1 \text{ m} \\ x_0 = 1,55 \text{ m} \\ y_0 = 1,4 \text{ m} \end{cases} & B \begin{cases} L = 0,472 \text{ m} \\ x_0 = 3,3 \text{ m} \\ y_0 = 1,275 \text{ m} \end{cases} & C \begin{cases} L = 0,15 \text{ m} \\ x_0 = 3,5 \text{ m} \\ y_0 = 1,075 \text{ m} \end{cases} & D \begin{cases} L = 8,2 \text{ m} \\ x_0 = 7,6 \text{ m} \\ y_0 = 1 \text{ m} \end{cases} & E \begin{cases} L = 0,825 \text{ m} \\ x_0 = 12,1 \text{ m} \\ y_0 = 0,9 \text{ m} \end{cases}
 \end{array}$$

- Siendo x_0 e y_0 las posiciones del centro de gravedad de cada tramo del modelo.
- Siendo L la longitud de cada tramo.

Para obtener la altura y la posición horizontal del centro de gravedad del vehículo sin carga, se emplea la siguiente expresión (Ecuación [4]).

$$Y_{CG} = \frac{y_{0,A} \cdot L_A + y_{0,B} \cdot L_B + y_{0,C} \cdot L_C + y_{0,D} \cdot L_D + y_{0,E} \cdot L_E}{L_A + L_B + L_C + L_D + L_E} \quad (4)$$

$$Y_{CG} = \frac{1,4 \cdot 3,1 + 1,275 \cdot 0,472 + 1,075 \cdot 0,15 + 1 \cdot 8,2 + 0,9 \cdot 0,825}{3,1 + 0,472 + 0,15 + 8,2 + 0,825} = 1,10 \text{ m} \quad (4)$$

A su vez, para calcular la distancia del centro de masas al eje trasero, primero se debe calcular la coordenada X del centro de masas del vehículo cargado y para esto es necesario conocer el centro de gravedad del camión sin carga. El centro de gravedad del vehículo sin carga se obtiene con la ecuación [4].

$$X_{CG} = \frac{1,55 \cdot 3,1 + 3,3 \cdot 0,472 + 3,5 \cdot 0,15 + 7,6 \cdot 8,2 + 12,1 \cdot 0,825}{3,1 + 0,472 + 0,15 + 8,2 + 0,825} = 6,21 \text{ m} \quad (4)$$

Éste es el centro de gravedad para el vehículo sin carga, al disponer la carga sobre la cama de la góndola hasta alcanzar la masa máxima autorizada de 58900 KG, el CG se desplaza. Hay una componente creada por el peso propio del vehículo, y otra más importante creada por la carga dispuesta sobre éste. El peso que se puede disponer sobre la cama en estas condiciones se obtuvo anteriormente y es $F = 441860,14 \text{ N}$. Se tiene por tanto la siguiente distribución de cargas.

$$\text{Peso Propio} \begin{cases} \text{Peso} = 135359,86 \text{ N} \\ x_0 = 6,21 \text{ m} \\ y_0 = 1,1 \text{ m} \end{cases} \quad \text{Carga dispuesta} \begin{cases} F = 441860,14 \text{ N} \\ x_0 = 7,6 \text{ m} \\ y_0 = 1 \text{ m} \end{cases}$$

El centro de masas del vehículo, se obtiene con la ecuación [4] utilizada para el cálculo del centro de gravedad, pero relacionando el centro de gravedad de cada parte por el aporte de carga sobre el global de la estructura. Para esta simulación la ecuación [4] queda así.

$$h = Y_{CM} = \frac{135359,86 \cdot 1,1 + 441860,14 \cdot 1}{135359,86 + 441860,14} = 1,023 \text{ m} \quad (4)$$

$$X_{CM} = \frac{135359,86 \cdot 6,21 + 441860,14 \cdot 7,6}{135359,86 + 441860,14} = 7,274 \text{ m} \quad (4)$$

- Siendo Y_{CM} y X_{CM} las posiciones del centro de masas del vehículo cargado en los ejes vertical y horizontal respectivamente.

La distancia del centro de masas al eje trasero, al tener 3 ejes traseros, se ha calculado con el eje situado en el medio (estando situado este eje entre el segundo y tercer apoyo de la cama), por tanto la distancia del centro de gravedad al eje trasero para este cálculo es la siguiente.

$$l_2 = X_{\text{eje trasero}} - X_{CM} = 9,45 - 7,274 = 2,176 \text{ m}$$

La batalla es la distancia desde el apoyo delantero al eje trasero. Como se ha hecho en el caso anterior, se calcula usando como referencia el eje trasero medio para obtener esta distancia.

$$L = 9,45 - 1,5 = 7,95 \text{ m}$$

Falta por determinar la deceleración del vehículo " a ". La distancia máxima establecida para conseguir detener el vehículo, que como se ha explicado anteriormente circula a una velocidad máxima de 60 km/h, se ha establecido para el estudio del presente proyecto en 50 metros. [2]

Se debe utilizar la velocidad en unidades del sistema internacional, expresada en m/s .

$$v_0 = 60 \frac{km}{h} = 60 \cdot \frac{1000 \text{ m}}{km} \cdot \frac{h}{3600 \text{ s}} = 16,67 \frac{m}{s}$$

La deceleración con la que se va a detener el vehículo en la distancia establecida se va a calcular con las ecuaciones [5] y [6] de cinemática. Notar que se va a tratar como constante la deceleración que experimenta el camión.

$$v = v_0 + a \cdot t \quad (5)$$

$$x = v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (6)$$

- Siendo v la velocidad final del vehículo tras la frenada.
- Siendo v_0 la velocidad en el momento de iniciar la frenada.
- Siendo t el tiempo que tarda en detenerse el vehículo.
- Siendo x la distancia recorrida en la frenada.

Se empieza despejando el tiempo en la ecuación [5], para posteriormente obtener el valor de la deceleración para esta velocidad y distancia de frenado.

$$v = v_0 + a \cdot t \rightarrow 0 = 16,67 + a \cdot t \quad (5)$$

$$t = -\frac{16,67}{a}$$

Sustituyendo en la ecuación [6], se tiene la deceleración de esta simulación.

$$x = x_0 + v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \rightarrow 50 = 0 + 16,67 \cdot \left(-\frac{16,67}{a}\right) + \frac{1}{2} \cdot a \cdot \left(-\frac{16,67}{a}\right)^2 \quad (6)$$

$$50 = -\frac{16,67^2}{a} + \frac{16,67^2}{2 \cdot a}$$

$$a = -2,78 \frac{m}{s^2}$$

Teniendo ya todos los datos, se calcula la fuerza longitudinal sobre el eje delantero que se produce para esta deceleración empleando la ecuación [3].

$$F_{f,d} = \frac{577220 \cdot 2,176}{7,95} + \frac{1,023 \cdot 577220}{9,8 \cdot 7,95} \cdot (2,78) = 179061,48 \text{ N} \quad (2)$$

Finalmente, se obtiene la fuerza de frenado que ejercen las ruedas del eje delantero sobre el asfalto en la dirección del movimiento con la ecuación [2].

$$F_{f,d} = F_{z,d} \cdot 0,7 = 125343,04 \text{ N} \quad (2)$$

En el modelo se va a simular que esta fuerza actúa sobre un único punto donde se sitúa el bulón, que es el que va a absorber las fuerzas de frenado de las ruedas del eje delantero, como se mencionó en la introducción de este capítulo.

Una vez obtenida la fuerza de frenado y la carga que se ha de disponer sobre la cama de la góndola se procede a resolver la primera simulación. Se muestran los resultados a continuación.

- Reacciones:

Para el análisis de las reacciones, se va a tener en cuenta que al introducir fuerzas horizontales, aparecen reacciones en esta dirección, por lo que se van a desglosar las reacciones en sus componentes vertical y horizontal para analizar más claramente los resultados (figuras 42 y 44). Estos datos se usarán para cálculos posteriores del bulón.

- Reacciones verticales:



Figura 42: Reacciones verticales hipótesis 3.1.2.1.

Al analizar las reacciones verticales, se comprueba que el valor de la reacción del segundo apoyo trasero es negativo, el sentido físico de este hecho es que en ese punto la viga se está elevando ligeramente y que la suspensión ejerce una fuerza en el sentido negativo del eje para evitar este desplazamiento.

Por tanto, al interesarnos el valor de la reacción del bulón para estudiar en un modelo posterior la integridad estructural de éste, es correcto analizar esta hipótesis eliminando la reacción de los apoyos traseros de los ejes cuyos valores sean negativos en el eje vertical, puesto que la suspensión nunca puede ejercer una reacción negativa. Las ballestas de suspensión sólo ejercen labor de sustentación con valores positivos de las reacciones en los apoyos.

Se recalculan las reacciones verticales eliminando las reacciones negativas en el eje (ver figura 43).

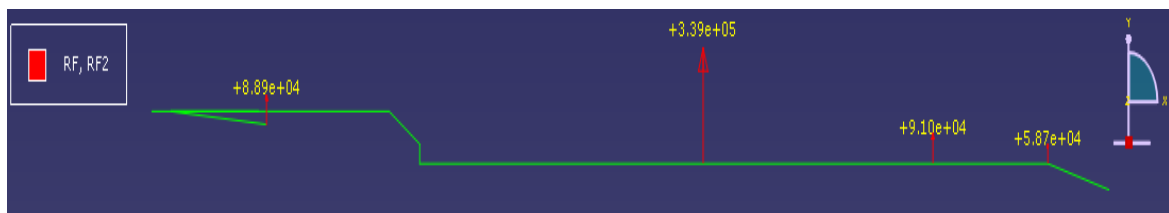


Figura 43: Reacciones verticales corregidas hipótesis 3.1.2.1.

- **Reacciones horizontales:**



Figura 44: Reacciones horizontales hipótesis 3.1.2.1.

Los resultados de la distribución de tensiones y de desplazamientos en el modelo se muestran en las figuras 45 y 46.

- **Distribución de tensiones Von Mises:**

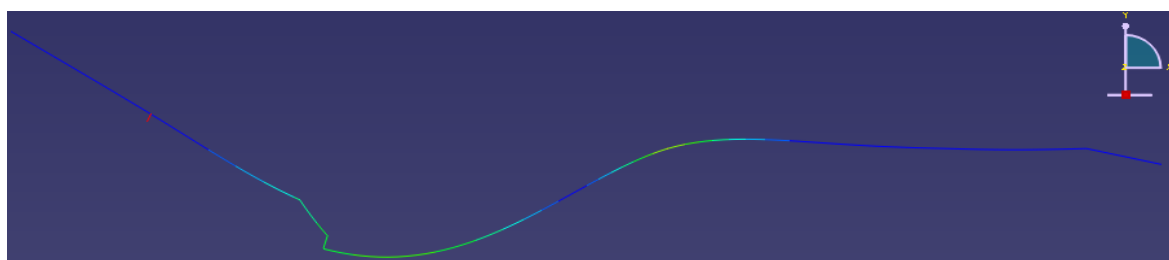


Figura 45: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.1.2.1.

- Desplazamientos:

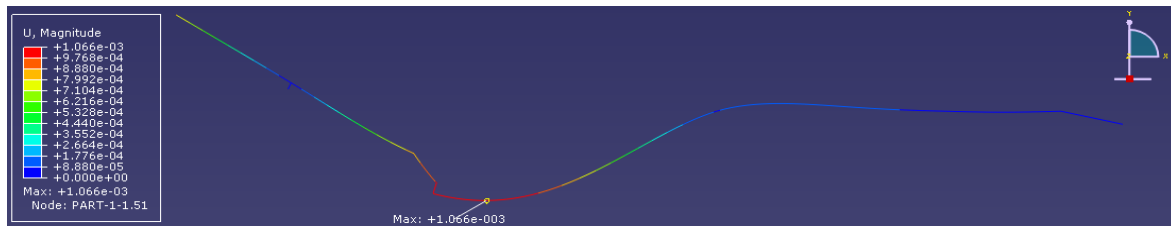


Figura 46: Desplazamientos hipótesis 3.1.2.1.

El valor del máximo desplazamiento para esta distribución de cargas es de 1,07 mm y se encuentra en la cama en una posición cercana a la zona de unión del cuello de la góndola con la cama. El valor máximo y las zonas donde se producen los movimientos críticos en la estructura son muy similares a los calculados para la hipótesis 3.1.1.3. del apartado anterior.

Los valores de las reacciones vertical y horizontal en la posición del bulón son de 80,89 KN y 125 KN respectivamente. Las reacciones obtenidas de esta hipótesis son las cargas que se emplean en un modelo posterior para analizar las tensiones del bulón, puesto que como se observa en la figura 45, cuando aparecen fuerzas horizontales de frenada este elemento experimenta condiciones muy desfavorables. Como se explicó para la hipótesis anterior, los resultados en los valores de tensión para este modelo no son válidos, pero la distribución de tensiones sí y sirve para observar claramente que la zona del bulón experimenta peores resultados.

La fuerza de frenado genera un momento en la cama que la “empuja” hacia adelante, produciendo sobre el bulón unas tensiones muy elevadas. Este hecho permite entender que los esfuerzos de flexión y cortadura en este elemento sean muy elevados en relación a los del resto de la estructura.

El valor de la reacción horizontal coincide con el valor de la fuerza de frenada, como cabía esperar.

Se analiza a continuación el segundo caso crítico de frenada planteado. Se van a comparar los resultados con los de esta simulación, ya que la construcción del modelo posterior del bulón se realizará con las reacciones más desfavorables.

3.1.2.2. Frenada de emergencia para la máxima carga admisible.

El segundo estudio que se va a realizar para esta hipótesis, es una frenada de emergencia con el vehículo cargado con la masa máxima admisible a la que se permite circular al camión, que es de 64000 kg. Como se refleja en la ficha técnica del vehículo (ver figura 22), la máxima velocidad permitida para este caso es de 40 km/h . Se va a realizar la simulación con estas condiciones.

Estableciendo la masa máxima autorizada y la máxima velocidad de circulación por normativa para esta masa, se va a simular un caso crítico en el que se puede encontrar la estructura en una situación de frenada.

Se emplean las mismas ecuaciones para el cálculo de la frenada que en la hipótesis 3.1.2.1. anterior, pero, debido a que las condiciones de cálculo han cambiado, se deben recalcular algunos de los parámetros de éstas.

La carga máxima autorizada de la góndola para esta disposición se obtiene con la ecuación [1] y es la siguiente.

$$Carga\ máxima = 64000\ kg \cdot 9,8\ \frac{m}{s^2} = 627200\ N \quad (1)$$

Teniendo en cuenta el peso propio de la estructura, ya calculado en el primer apartado de este modelo (apartado 3.1.1.), la carga máxima que se puede disponer sobre la cama de la góndola es la diferencia entre la carga máxima autorizada y la que genera el peso propio de la estructura, que se obtiene con la segunda ley de Newton (ecuación [1]).

$$F = (64000 - 13812,232)Kg \cdot 9,8\ \frac{m}{s^2} = 491840,13\ N \quad (1)$$

La carga es distribuida uniformemente sobre la cama de la góndola, quedando una carga por unidad de longitud de $q = 59980,5\ N/m$, ya calculada para las hipótesis 3.1.1. Este dato es el que se introduce en el modelo para simular el caso.

Notar que al disponer sobre la cama de la góndola una carga diferente al caso anterior, el centro de masas del vehículo varía y como consecuencia, la distancia de este al eje trasero. Para este nuevo caso se tiene la distribución de cargas siguiente.

$$Peso\ Propio \begin{cases} Peso = 135359,86\ N \\ x_0 = 6,21\ m \\ y_0 = 1,1\ m \end{cases} \quad Carga\ en\ la\ cama \begin{cases} F = 491840,14\ N \\ x_0 = 7,6\ m \\ y_0 = 1\ m \end{cases}$$

El centro de masas para el vehículo se obtiene con la ecuación [4] y para las cargas descritas es el siguiente.

$$h = Y_{CM} = \frac{135359,86 \cdot 1,1 + 491840,14 \cdot 1}{135359,86 + 491840,14} = 1,022 \text{ m} \quad (4)$$

$$X_{CM} = \frac{135359,86 \cdot 6,21 + 491840,14 \cdot 7,6}{135359,86 + 491840,14} = 7,3 \text{ m} \quad (4)$$

La distancia del centro de masas al eje trasero, que como se especificó en la simulación anterior se establece para eje trasero medio, es la siguiente.

$$l_2 = X_{eje \text{ trasero}} - X_{CM} = 9,45 - 7,3 = 2,15 \text{ m}$$

Se emplean las mismas ecuaciones que en la simulación anterior para obtener la deceleración con la que se va a detener el vehículo (ecuaciones [5] y [6]). La distancia máxima establecida para conseguir detener el vehículo, como se ha explicado anteriormente, se ha establecido para el presente proyecto en 50 metros. [2]

Se debe escribir la velocidad en unidades del sistema internacional, expresada en m/s .

$$v_0 = 40 \frac{km}{h} = 40 \cdot \frac{1000m}{km} \cdot \frac{h}{3600s} = 11,11 \frac{m}{s}$$

De la ecuación [5] se obtiene el tiempo empleado en la frenada.

$$v = v_0 + a \cdot t \rightarrow 0 = 11,11 + a \cdot t \quad (5)$$

$$t = -\frac{11,11}{a}$$

Se sustituye el tiempo de frenada en la ecuación [6] y se obtiene la deceleración de la góndola.

Notar que ésta se va a tratar como constante.

$$x = x_0 + v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \rightarrow 50 = 0 + 11,11 \cdot \left(-\frac{11,11}{a}\right) + \frac{1}{2} \cdot a \cdot \left(-\frac{11,11}{a}\right)^2 \quad (6)$$

$$50 = -\frac{11,11^2}{a} + \frac{11,11^2}{2 \cdot a}$$

$$a = -1,23 \frac{m}{s^2}$$

Esta deceleración es dos veces menor que el caso de una frenada de emergencia a 60 km/h, se va a comprobar cómo afecta este valor de deceleración para la máxima carga admisible en el vehículo.

La batalla de la góndola, la gravedad y el coeficiente de rozamiento rueda-asfalto son iguales que en el caso anterior simulado.

Se calcula la fuerza longitudinal sobre el eje delantero que se produce para esta deceleración empleando la ecuación [3].

$$F_{f,d} = \frac{627200 \cdot 2,15}{7,95} + \frac{1,022 \cdot 627200}{9,8 \cdot 7,95} \cdot (1,23) = 179739,85 \text{ N} \quad (3)$$

La fuerza de frenado que aparece sobre las ruedas del eje delantero en la dirección del avance se obtiene con la ecuación [2] y es la siguiente

$$F_{f,d} = F_{z,d} \cdot 0,7 = 125817,9 \quad (2)$$

Como se observa esta fuerza es ligeramente superior a la obtenida en el caso simulado anteriormente. Además, al disponerse sobre la góndola una carga mayor que en el ensayo anterior, los resultados para esta hipótesis de carga van a ser más desfavorables.

Una vez obtenida la fuerza de frenado y la carga que se ha de disponer sobre la cama de la góndola, se procede a resolver el caso. Se muestran los resultados de las reacciones verticales y horizontales y la distribución de tensiones y de movimientos en las figuras 47, 48, 49 y 50.

- Reacciones:

Como en el caso anterior las reacciones se muestran desglosadas, puesto que interesa conocer estos valores para cálculos posteriores del bulón. Se han eliminado las reacciones de los apoyos cuya reacción era negativa en el eje vertical por lo explicado en el apartado anterior (hipótesis 3.1.2.1.)

- Reacciones verticales:

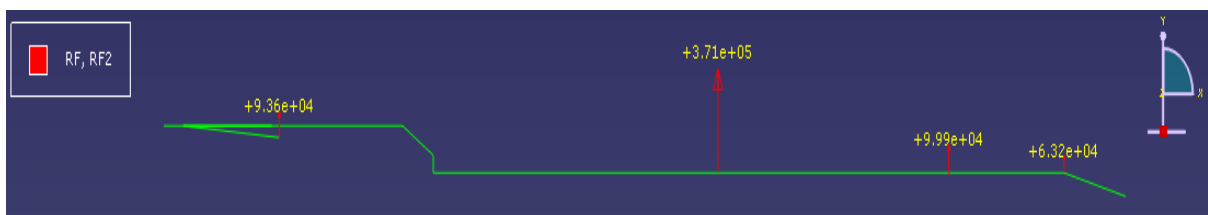


Figura 47: Reacciones verticales corregidas hipótesis 5.1.2.2.

- Reacciones horizontales:

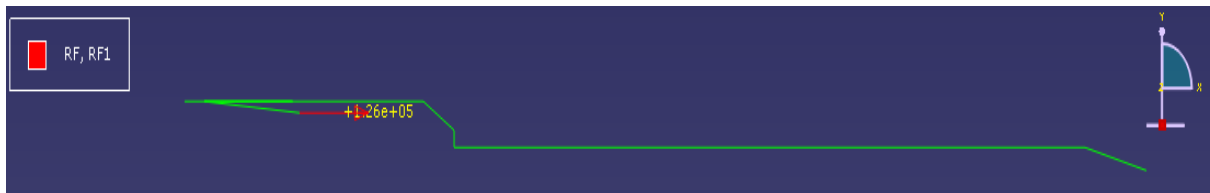


Figura 48: Reacciones horizontales hipótesis 5.1.2.2.

- Distribución tensión Von Mises:

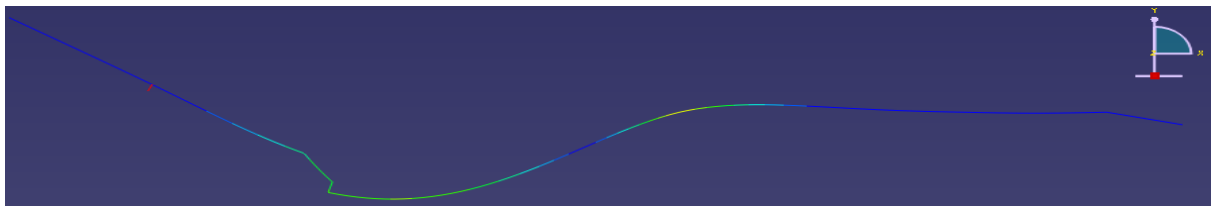


Figura 49: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 5.1.2.2.

- Desplazamientos:

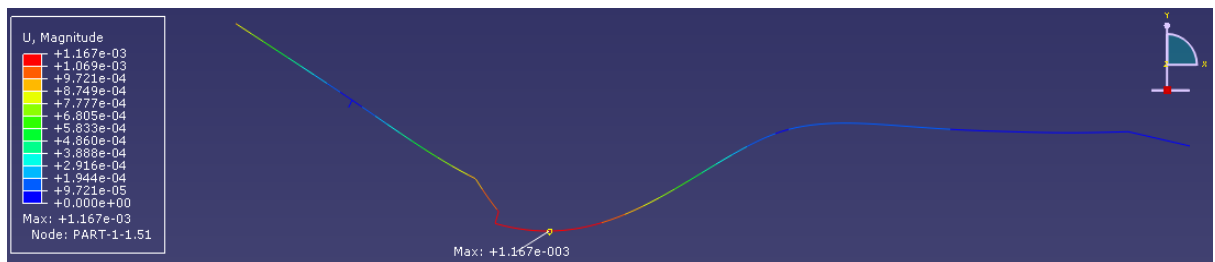


Figura 50: Desplazamientos hipótesis 5.1.2.2.

El valor del máximo desplazamiento en este caso es de 1,17 mm y se alcanza en la cama en la misma zona que en el caso calculado anteriormente, en una posición cercana a la unión del cuello con la cama. Como se esperaba, los resultados no han variado demasiado en cuanto a desplazamientos y por lo tanto son muy similares a los de la hipótesis 3.1.1.3.

Se vuelve a apreciar con este cálculo que el elemento del bulón es el que experimenta las tensiones más elevadas de la estructura en una situación de frenada crítica.

En esta segunda simulación los valores de las reacciones vertical y horizontal del bulón tienen un valor de 93,6 kN y 126 kN respectivamente. Los resultados numéricos para este cálculo son levemente más desfavorables que los del caso anterior. Emplearemos estas reacciones como cargas en el modelo que se realizará del bulón para exponerlo a la situación más desfavorable a la que se pueda ver sometido.

Todos los resultados son similares al caso anterior simulado de frenada a la máxima velocidad permitida, las zonas que mayores tensiones sufren y los mayores desplazamientos se producen en los mismos lugares debido a las razones ya explicadas.

Cabe destacar que los resultados son ligeramente más desfavorables que en el caso de frenada anterior, debido a que las cargas que soporta la estructura por frenada y carga dispuesta en la cama son mayores.

Al realizar el siguiente modelo se procederá a comprobar si para ambas simulaciones las zonas de mayor sufrimiento coinciden y así poder dar mayor validez a este modelo sencillo inicial.

3.1.2.3. Conclusión de la hipótesis.

De estos resultados se deduce que ante una frenada la carga distribuida a lo largo de la cama actúa casi en su totalidad, por inercia del movimiento, sobre el eje delantero (efecto de cabeceo), produciendo las mayores tensiones sobre este.

Cabe destacar que los movimientos de la estructura al añadir una fuerza de frenado al modelo no varían en exceso con respecto a los obtenidos sin incluir fuerzas horizontales, puesto que los desplazamientos críticos se producen en el eje vertical y estos no se ven demasiado influidos al incluir la fuerza de frenada.

Las mayores flechas se dan, como en la hipótesis donde no se tuvo en cuenta la frenada, en el voladizo del cuello de la góndola y en el principio de la cama. Sin embargo en términos de desplazamientos en la estructura, los resultados son menos críticos que en la hipótesis anterior.

Se van a emplear los valores de las reacciones del segundo cálculo para el análisis del bulón en el modelo que se realice de éste (apartado 3.4.), ya que son más desfavorables. Los valores de las reacciones son 93,6 KN y 126 KN respectivamente.

Como se expuso al inicio de esta hipótesis, el principal interés de este ensayo son los esfuerzos que soporta el bulón cuando aparecen fuerzas extremas de frenado.

De la distribución de tensiones se llega a la conclusión de que el bulón va a ser el elemento que a mayores esfuerzos va a verse sometido. Esta hipótesis se ha generado simulando sobre la cama la carga máxima admisible, sin embargo ningún elemento de la cama o el cuello experimenta tales tensiones como las que se producen en el bulón cuando aparecen fuerzas horizontales.

Aun sin entrar a valorar los resultados numéricos exactos, con la distribución tensional del modelo se puede afirmar que la zona del bulón en comparación con el resto de la estructura puede experimentar tensiones más desfavorables. Se va a analizar el elemento del bulón en estas circunstancias en el modelo 3.4.

Además al tener un área tan reducida como la que posee la sección del bulón, para soportar una fuerza vertical del orden de $10^5 N$, la carga puede provocar un cortante que dé lugar a problemas de punzonamiento sobre la placa engrasada a la que va unido, donde la góndola apoya sobre la cabeza tractora.

El punzonamiento se produce cuando un cortante de gran valor (como el de la reacción vertical que se produce en el bulón) actúa sobre una placa que no disponga del espesor necesario para evitar este fenómeno. Puede producir grandes desplazamientos en la placa así como elevadas tensiones en la zona circundante al área que produce el cortante. Se estudió la posibilidad de analizar este fenómeno en el proyecto, pero se ha decidido dejar la puerta abierta a su estudio para ampliación del proyecto.

En los posteriores modelos se comienza el estudio de la góndola con una estructura semejante a la real donde se van a poder analizar las tensiones y comparar los valores de los movimientos máximos obtenidos con los de este modelo, y de este modo corroborar la validez de la realización de modelos de análisis de complejidad creciente.

3.2. Modelo plano.

El segundo modelo se va a construir con la geometría del entramado de vigas de la góndola, ajustándose todas las cotas a la realidad de la estructura que se pretende diseñar. Sin embargo, las vigas se van a diseñar sin establecer en detalle su geometría.

Con este modelo se lleva a cabo el estudio de la estructura de la góndola con elementos viga sin detallar la sección de éstas, si no que se le asignan los momentos de inercia correspondientes a cada una. Se realiza esta simplificación con objeto de analizar la estructura globalmente con mayor sencillez frente a las solicitaciones a las que puede verse sometida, pero con la garantía de alcanzar unos resultados muy cercanos a los que experimentaría la estructura real.

Este tipo de elemento, como se explicó en el apartado 2.8.2., es un elemento uniaxial con capacidad de soportar esfuerzos de tracción, compresión, flexión y torsión. Para diseñar el modelo se ha utilizado el elemento BEAM 4.

Se va a realizar un análisis estático analizando diferentes solicitaciones de cargas sobre la estructura en función de diferentes hipótesis que se justificarán a lo largo del capítulo.

Para este segundo modelo se va a emplear el código de ANSYS como herramienta de cálculo de elementos finitos, debido a su sencillez a la hora de diseñar la estructura a calcular.

CONSTRUCCIÓN DEL MODELO:

El modelo se ha construido empleando “Keypoints” para situar cada nodo y “lines” para unirlos que desempeñan la función de vigas. En la figura 51 se observa la distribución de los nodos y apoyos en los nodos del modelo.

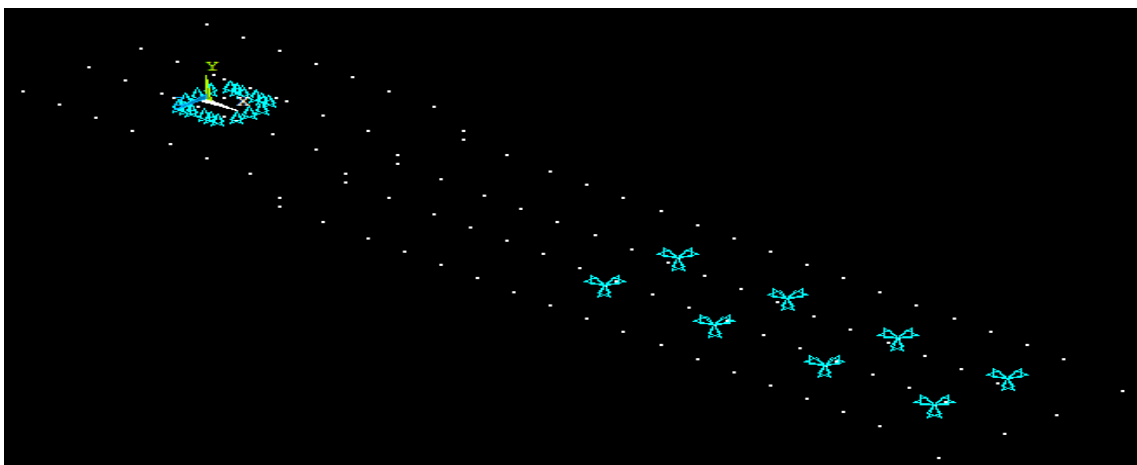


Figura 51: Distribución de nodos y apoyos del modelo 3.2.

Para asignar a cada elemento BEAM la geometría de viga que le corresponde se utiliza el comando “*Real Constant*”, con el que se introducen las áreas y los momentos de inercia de las secciones de cada una. A continuación, al mallar el modelo, ANSYS genera un perfil con estas características (ver figura 52).

Cabe destacar que las vigas están unidas entre sí mediante soldaduras, con el elemento BEAM sólo es posible unir vigas que se corten entre sí, para ello el punto en el que las vigas se unen debe ser común a ambas vigas.

El modelo se ha diseñado estableciendo tres ejes traseros, ya que en el anterior modelo se concluyó implantar esta configuración en la construcción de la góndola por los resultados que se alcanzaron. Al diseñar más detalladamente la estructura y dibujar todas las vigas de la estructura aparecen el doble de apoyos traseros que en el caso anterior por el hecho de que cada eje posee dos pares de suspensiones (izquierda y derecha de la góndola) por estabilidad del vehículo. Cabe destacar que en este modelo la geometría de cada apoyo trasero se reduce a un único punto de apoyo.

La zona del apoyo delantero se trata de una zona compleja, donde además del elemento del bulón existe un entramado de vigas unidas a una placa de acero (que se encuentra bien engrasada para permitir el giro sobre el bulón). El bulón es el elemento de enganche con la cabeza tractora, la placa permite el giro sobre éste y proporciona una zona de apoyo para la red de vigas y éstas son las que soportan realmente las fuerzas verticales de este apoyo. Por tanto, para simplificar la construcción se decide reducir esta construcción al entramado de vigas que es el que aporta la integridad estructural.

Esta simplificación se justifica debido a que el interés en este modelo se centra en las cargas verticales que derivan de la carga distribuida sobre la cama. El bulón es el encargado de soportar las cargas horizontales que se produzcan en una situación de aceleración o frenada, como se concluyó en el capítulo 3.1.2.3. La disposición de las cargas críticas de frenada sobre el bulón será estudiada en el modelo 3.4.

El material es el mismo que en el apartado anterior, cuyas propiedades fueron descritas en el capítulo 2.4.

El ancho de la estructura como se indica en la geometría de la estructura en el capítulo 2.3. es de 2,65 metros. La distancia entre las vigas transversales total establecida en el modelo es de 2,5 metros, pero al proporcionar la sección a las vigas longitudinales exteriores, el modelo

adquiere el ancho de la estructura real. Se puede ver el boceto de la estructura en la figura 16 (ver capítulo 2.3.).

Al no definir la geometría de cada viga, se emplea la herramienta “*ESHAPE*” para poder observar los detalles en el perfil de la viga donde se producen las tensiones máximas. En la figura 52 se muestra el mallado de la estructura de este modelo y el perfil de las vigas que se genera al utilizar la herramienta “*ESHAPE*”.

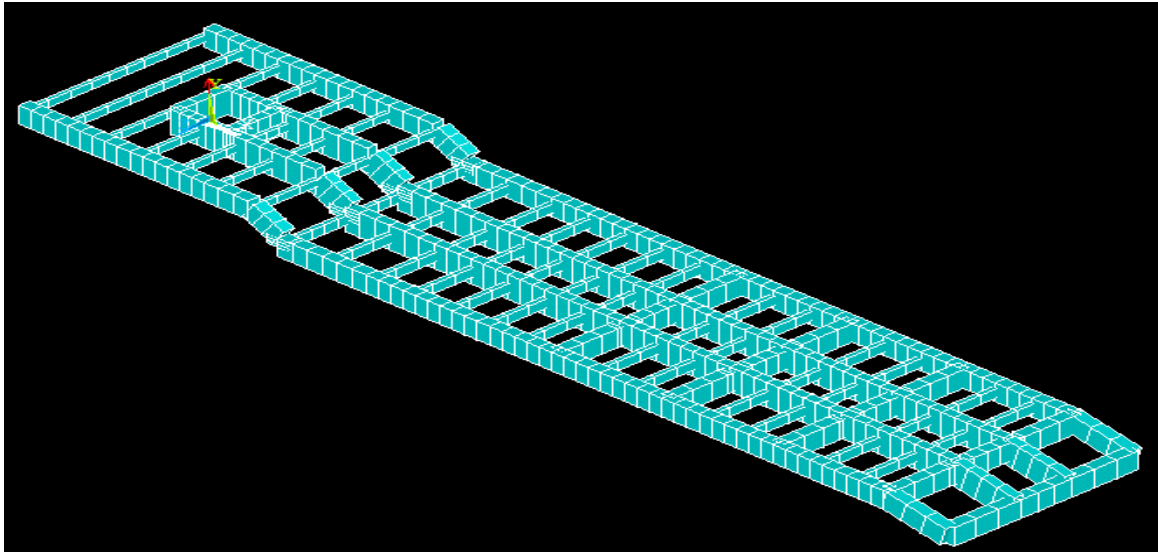


Figura 52: Geometría del modelo plano con elementos BEAM 4. Herramienta ESHAPE.

A continuación se plantean las hipótesis de cálculo y las diferentes disposiciones de cargas y apoyos que se consideran necesarias para garantizar la integridad estructural de la góndola en circunstancias de circulación.

3.2.1. Hipótesis de peso propio + máxima carga autorizada distribuida uniformemente por la cama.

La primera hipótesis que se va a analizar en este modelo es una simulación del vehículo cargado con la masa máxima autorizada y distribuida uniformemente a lo largo de la cama.

Se va a comprobar para esta distribución de la carga de manera uniforme por toda la cama si la estructura cumple con los requisitos establecidos por normativa y, a partir de aquí, se van a analizar diferentes solicitaciones que puedan resultar más desfavorables.

También se van a comparar los resultados obtenidos de este modelo con los resultados obtenidos para el modelo lineal, ya que esta hipótesis equivale a la realizada en el apartado 3.1.1.3. De este modo se van a sacar conclusiones de la utilidad del primer modelo.

En esta primera hipótesis se van a realizar variaciones en la forma de disponer la carga sobre la cama (sobre los nodos, sobre todas las vigas de la cama o solo sobre las vigas transversales). Puesto que a priori no se tiene claro que hipótesis va a resultar más crítica, se van a analizar y estudiar ambas formas y las diferencias en los resultados alcanzados, de manera que se compruebe que método es más desfavorable para la estructura y así emplear éste para el resto de hipótesis del modelo.

3.2.1.1. Carga distribuida dispuesta sobre los nodos de la cama.

En esta primera simulación se va a disponer la carga sobre los nodos de la cama que forman uniones entre vigas. La carga es introducida como fuerzas puntuales.

Como se calculó en el modelo anterior, se obtiene con la ecuación [1] la carga máxima a distribuir sobre la cama de la góndola a partir de la masa máxima admisible para la estructura.

$$N = (64000 \text{ Kg} - 13812,232 \text{ Kg}) \cdot 9,8 \frac{m}{s^2} = 491840,13 \quad (1)$$

La carga, para este primer método de análisis, se distribuye entre el número total de nodos que conforma la geometría de la cama de la góndola de manera uniforme, quedando una carga para cada nodo de:

$$N_{nodo} = 491840,13 \text{ N} / 68 \text{ nodos} = 7232,94 \text{ N/nodo}$$

Se muestra en la figura 53 la configuración de apoyos y la distribución de las cargas sobre la cama de la góndola para esta simulación.

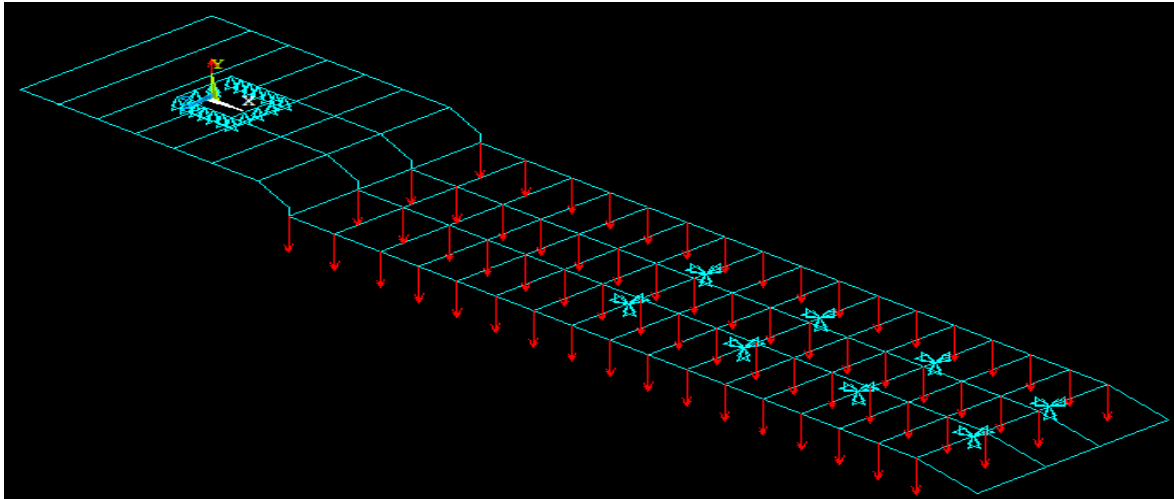


Figura 53: Distribución de cargas hipótesis 3.2.1.1.

A continuación se resuelve el caso y se muestran los resultados de la distribución de tensiones y desplazamientos sobre la estructura en las figuras 54, 55 y 56.

- **Tensión Von Mises:**

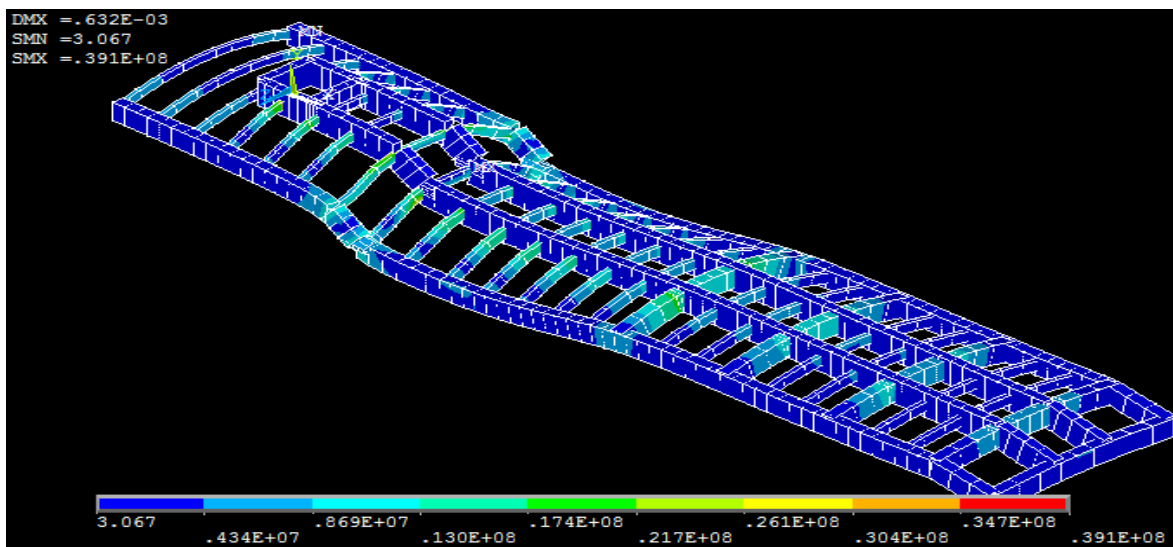


Figura 54: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.2.1.1.

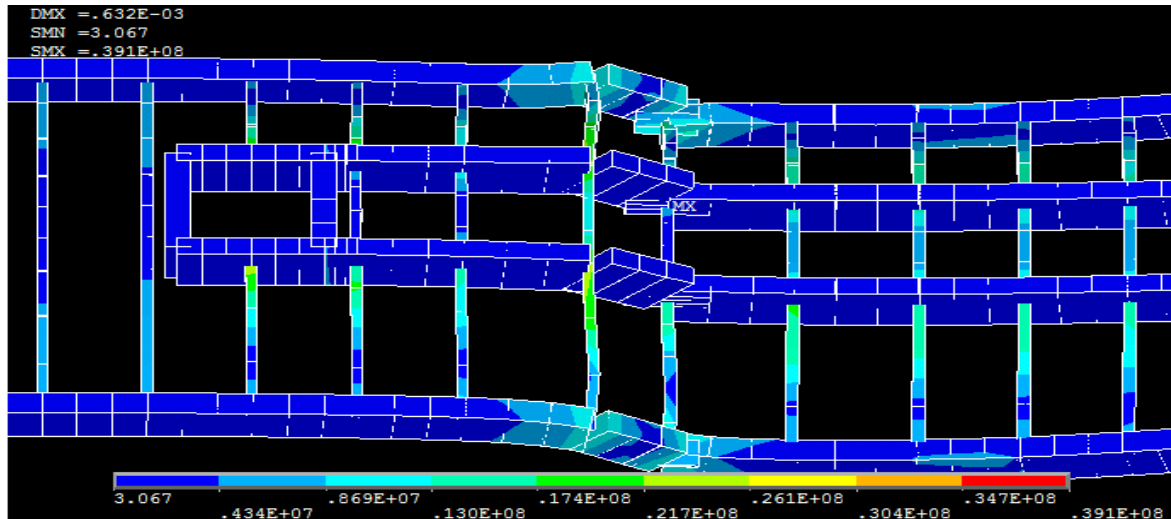


Figura 55: Detalle de tensión Von Mises hipótesis 3.2.1.1.

- Desplazamientos:

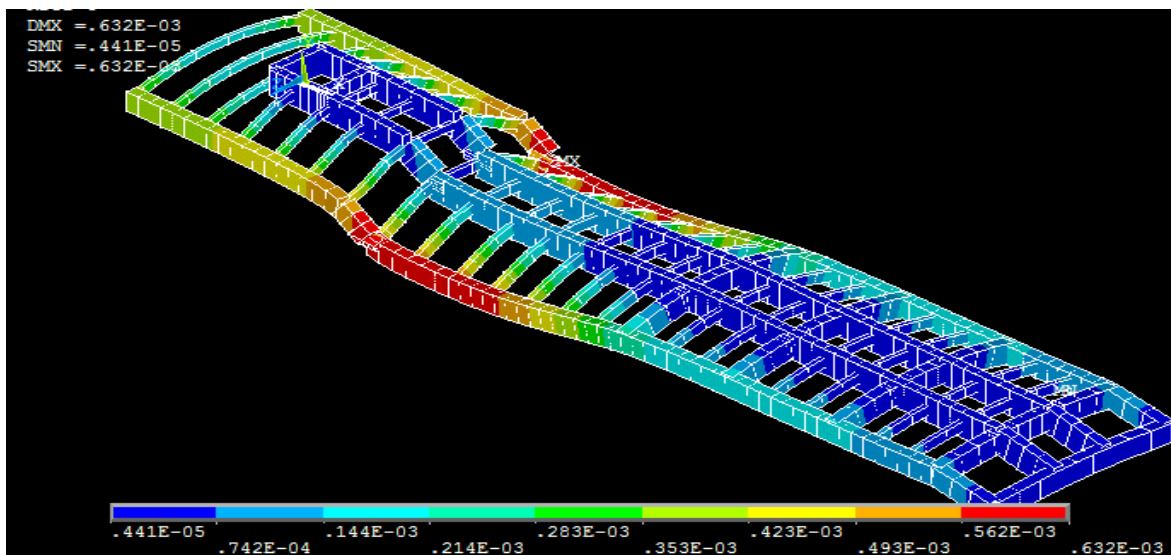


Figura 56: Desplazamientos hipótesis 3.2.1.1.

Las vigas que mayores tensiones experimentan son las transversales de la mitad delantera de la estructura. En concreto, el máximo se encuentra en la unión de la viga transversal de la cama más cercana al cuello con las vigas longitudinales interiores (ver figura 55), donde se alcanza un valor máximo de 39,1 MPa. Para observar con más detalle esta zona de unión, se va a realizar un modelo dónde se puedan analizar las tensiones en las soldaduras (apartado 3.3.).

Sin embargo, las vigas longitudinales no sufren valores de tensión elevados en comparación con las transversales. Se deduce que la torsión que sufren los largueros exteriores debido a la carga distribuida y a su peso propio y la flexión de los largueros centrales, a pesar de ser los que sustentan principalmente la carga, no son muy elevadas.

En cuanto a los movimientos de la estructura, es la parte de la cama de la góndola más cercana al cuello donde aparecen los mayores desplazamientos, incluso situándose esta zona crítica en la unión del cuello con la cama. En concreto el valor máximo alcanzado es de 0,63 mm en las vigas longitudinales exteriores (ver figura 56).

Las vigas longitudinales exteriores presentan los resultados más desfavorables alcanzando también valores importantes en el cuello. La parte trasera de la cama de la góndola apenas experimenta desplazamientos, en especial, las vigas longitudinales centrales al situarse muy cercanas a la posición de los apoyos, prácticamente no se ven afectadas.

3.2.1.2. Carga repartida sobre todas las vigas de la cama.

Para este nuevo modo de estudiar la hipótesis, la carga se va a repartir sobre todas las vigas de la cama. Se introduce como fuerza por unidad de longitud (presión sobre una línea).

La presión que se reparte uniformemente en cada viga se calcula con la siguiente expresión, que procede de dividir la carga máxima a disponer sobre la cama entre la longitud total de todas las vigas de la cama.

$$N_{línea} = 491840,13 \text{ N} / (2,5 \cdot 17 + 8,2 \cdot 4) \text{ m} = 6531,74 \text{ N/m}$$

Se muestra en la figura 57 la configuración de apoyos y la distribución de las cargas sobre la góndola para esta simulación.

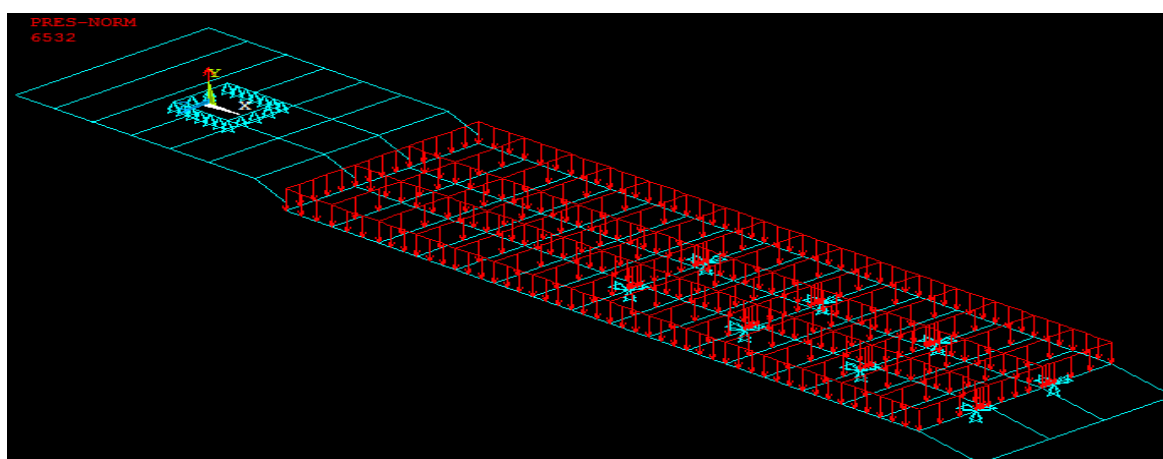


Figura 57: Distribución de cargas hipótesis 3.2.1.2.

A continuación se simula el caso y se muestran los resultados referentes a la distribución de tensiones y desplazamientos sobre la estructura en las figuras 58, 59 y 60.

- Tensión Von Mises:

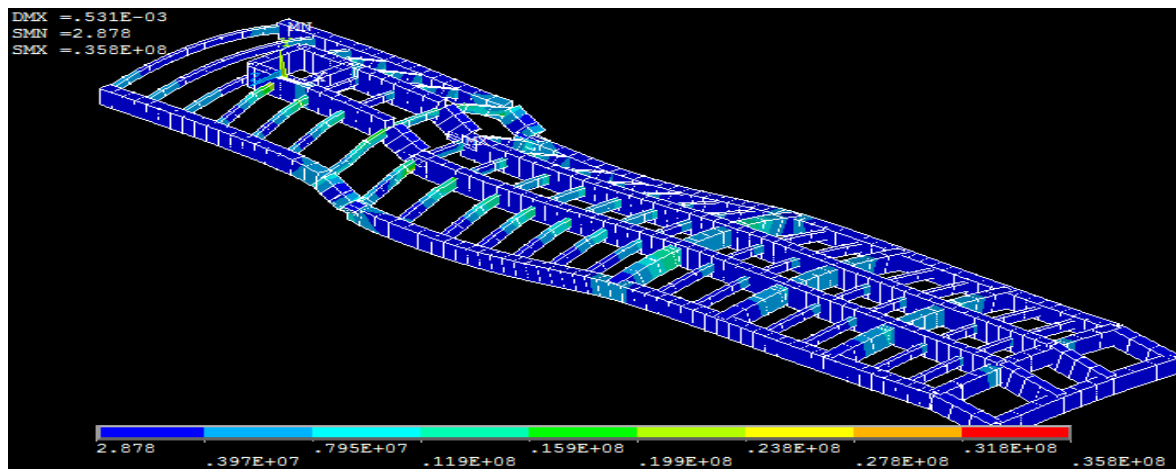


Figura 58: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.2.1.2.

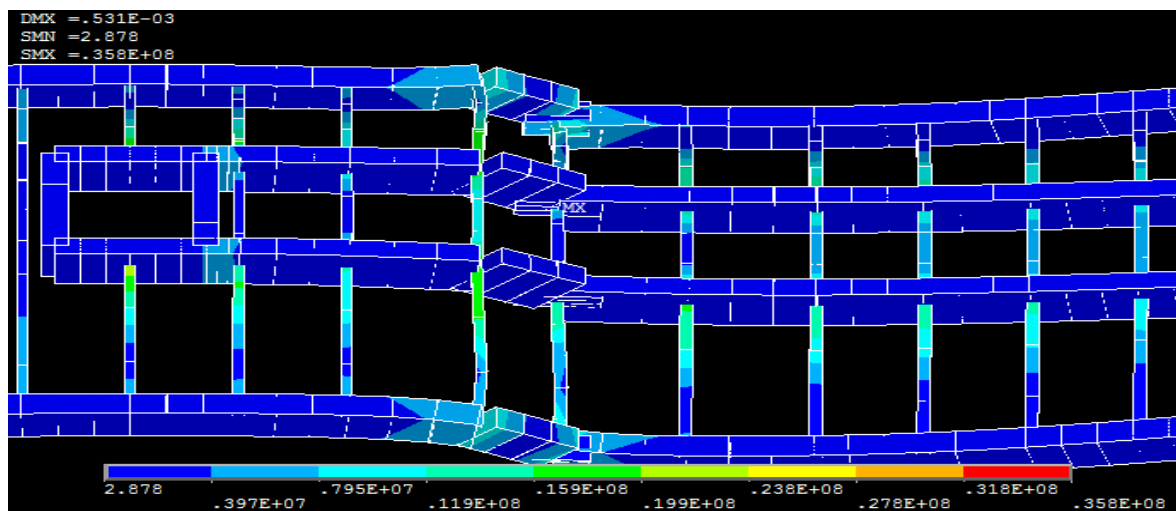


Figura 59: Detalle de tensión Von Mises hipótesis 3.2.1.2.

- Desplazamientos:

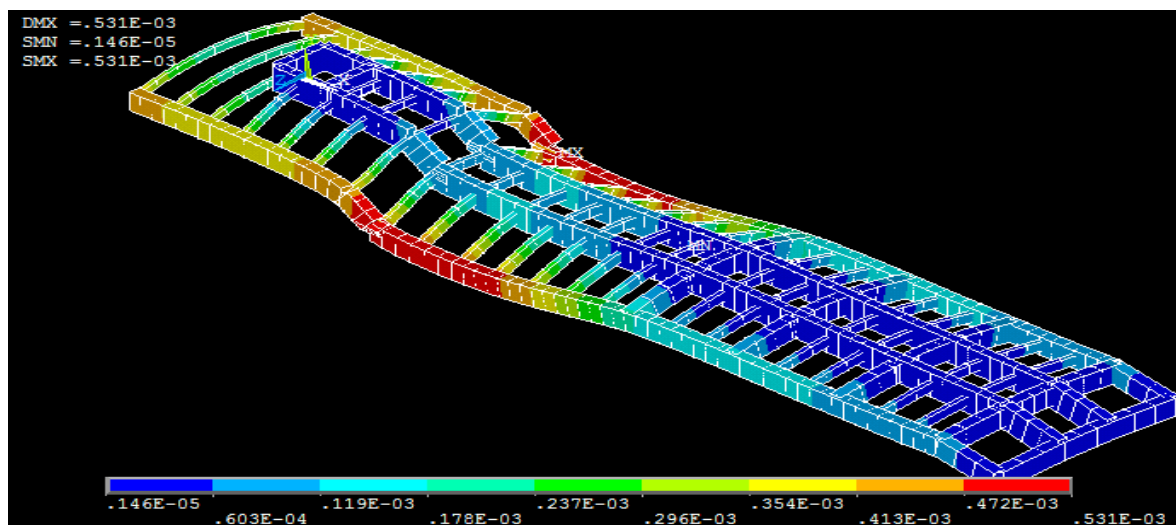


Figura 60: Desplazamientos hipótesis 3.2.1.2.

Al igual que en el ensayo anterior, las máximas tensiones se encuentran en las vigas transversales de la unión del cuello con la cama de la góndola y las contiguas a estas. Aparentemente el valor máximo se encuentra en la unión de éstas con las vigas longitudinales, donde se alcanza un valor de 35,8 MPa (ver figura 59). Para observar con detalle las soldaduras entre las vigas, que es donde se encuentra la zona crítica, se debe realizar un modelo donde se detalle la geometría de las uniones.

Las vigas longitudinales y las transversales de la parte trasera de la cama de la góndola no experimentan grandes tensiones en comparación con las vigas anteriormente descritas.

Respecto a los movimientos en la estructura, las zonas de mayores desplazamientos son, como en el caso anterior, las vigas longitudinales exteriores donde comienza de la cama. Se da aquí el máximo que alcanza un valor de 0,53 mm (ver figura 60).

Las vigas longitudinales de la parte delantera del cuello que se encuentran en voladizo alcanzan valores de desplazamientos cercanos a los críticos.

Los resultados son muy similares a los del ensayo anterior aunque han disminuido ligeramente los valores máximos de tensión y desplazamientos.

3.2.1.3. Carga repartida sólo sobre las vigas transversales de la cama.

En este análisis de la hipótesis, la carga se reparte sólo en las vigas transversales. Se introduce como fuerza por unidad de longitud (presión sobre una línea).

Como se ha comprobado en las dos variantes anteriores de esta hipótesis, los resultados son prácticamente idénticos en ambas. Con esta nueva simulación se pretende distribuir la carga de un modo que pudiese resultar más crítico, con el objetivo de asegurar en mayor medida que la estructura final cumpla las solicitaciones estructurales en una situación real.

La presión que se distribuye uniformemente en cada viga se obtiene con la siguiente expresión, que procede de dividir la carga máxima a disponer sobre la cama entre la longitud de todas las vigas transversales de la cama.

$$N_{línea} = 491840,13 \text{ N} / (2,5 \cdot 17) \text{ m} = 11572,71 \text{ N/m}$$

Se muestra en la figura 61 la configuración de apoyos y la distribución de las cargas sobre la góndola para esta simulación.

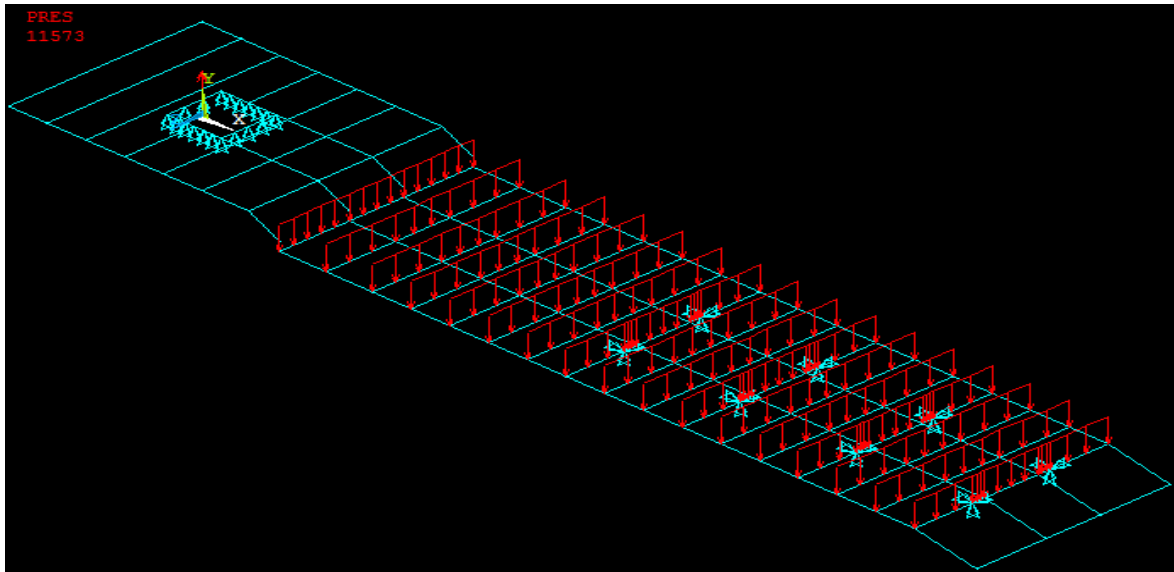


Figura 61: Distribución de cargas hipótesis 3.2.1.3.

Se resuelve el caso y a continuación se muestran las distribuciones de tensiones y movimientos sobre la góndola (ver figuras 62, 63 y 64).

- Tensión Von Mises:

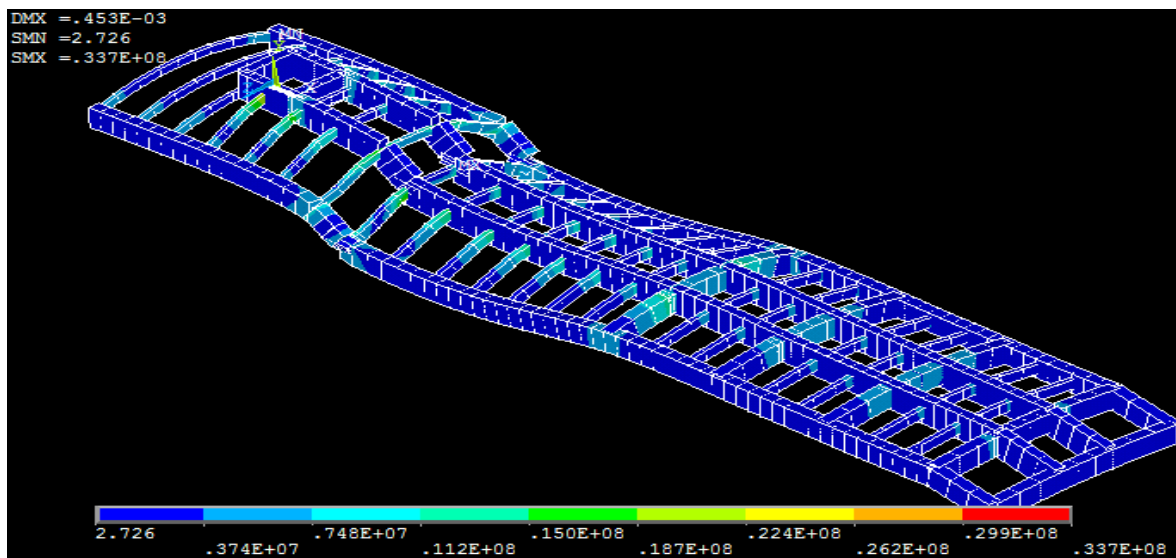


Figura 62: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.2.1.3.

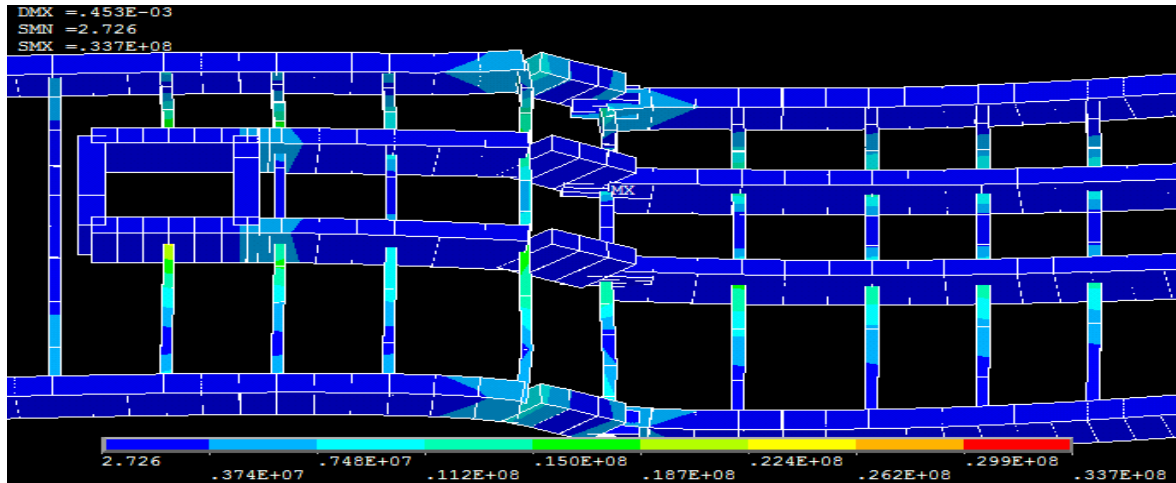


Figura 63: Detalle de tensión Von Mises hipótesis 3.2.1.3.

- **Desplazamientos:**

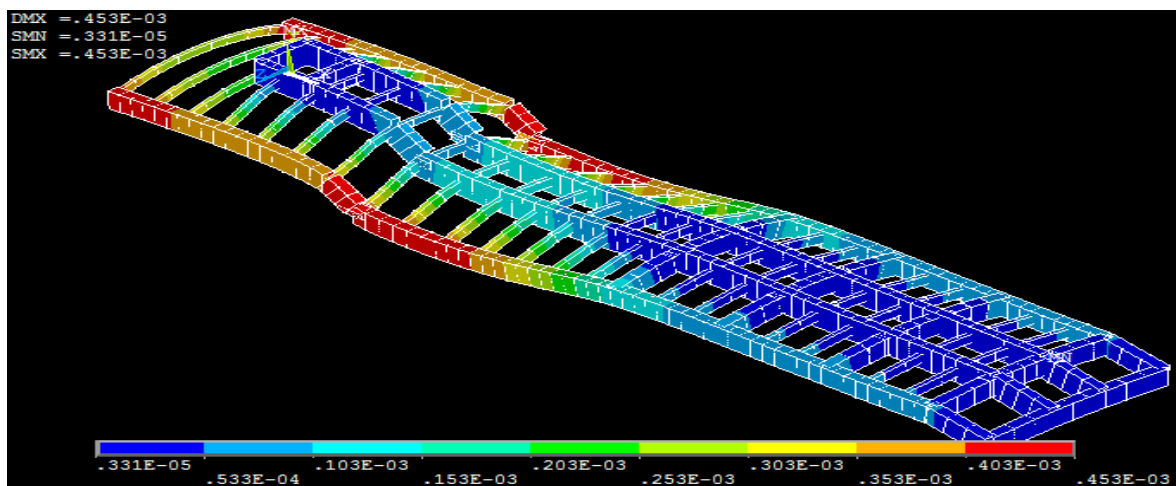


Figura 64: Desplazamientos hipótesis 3.2.1.3.

Los resultados de tensión y desplazamientos no han variado sustancialmente en comparación con los dos apartados anteriores.

El valor de la tensión máxima es de 33,7 MPa y se encuentra en la misma posición para las 3 simulaciones, en la unión de las vigas transversales del principio de la cama con las vigas longitudinales interiores. El valor es ligeramente inferior al obtenido en los dos casos anteriores (ver figura 63).

El máximo desplazamiento de la estructura en esta simulación es también levemente menor con un valor de 0,45 mm. Los desplazamientos más desfavorables se sitúan en las vigas longitudinales exteriores del principio de la cama, pero para esta disposición de cargas también aparecen en el extremo en voladizo de las vigas longitudinales exteriores del cuello. En concreto el valor máximo se da en las vigas longitudinales exteriores en voladizo del cuello de la góndola (ver figura 64).

La mitad trasera de la cama no experimenta ni grandes tensiones ni grandes desplazamientos debido a la situación de los apoyos y de la rigidez que aportan.

Ambos resultados se encuentran dentro de los valores límites establecidos por normativa.

3.2.1.4. Conclusión de la hipótesis.

La conclusión fundamental de la hipótesis y para lo que fue creado el modelo, es afirmar que la estructura es capaz de soportar los esfuerzos a los que se ve expuesta la góndola, cuando la máxima carga está distribuida uniformemente por toda la cama.

Se comprende que el punto débil de la estructura son las vigas que se sitúan exteriores a las dos vigas longitudinales centrales, en estas es donde se dan los mayores desplazamientos y en sus uniones las mayores tensiones. Es importante analizar estos resultados en un modelo más detallado para dar validez a este modelo.

A la vista de los resultados de las hipótesis donde las zonas de mayor sufrimiento son las exteriores a las dos vigas longitudinales centrales, queda probado que siempre se debe centrar la carga en caso de tener que disponerla en una superficie menor a la totalidad de la cama, de esta manera se consigue reducir considerablemente los esfuerzos.

No hay diferencias significativas entre las tres hipótesis, siendo ligeramente más críticos los resultados en la hipótesis 3.2.1.1. donde la carga se distribuye como fuerzas puntuales sobre los nodos de unión entre vigas. Se puede asumir, para las siguientes hipótesis que se simulen, que ésta va a ser la manera más desfavorable de disponer la carga, por lo que es la que se va a utilizar en posteriores modelos.

La parte del cuello de la góndola y las vigas transversales de la cama más cercanas al cuello son las zonas de la estructura donde se encuentran los resultados más críticos de la hipótesis.

Se observa y se comprende de la simulación que disminuyendo el tamaño de las secciones de las vigas de la parte trasera de la cama de la góndola se podrían obtener una mejor distribución de los resultados de tensión y desplazamientos ya que estas vigas no están sometidas a grandes sollicitaciones. También se puede reducir el número de vigas transversales en la parte trasera de la góndola.

Con los resultados de los desplazamientos, se deduce que disminuyendo la distancia del voladizo del cuello de la góndola o reduciendo la longitud total de la estructura, se conseguiría reducir notablemente los máximos desplazamientos de la estructura, además de reducir el peso total.

Desde el punto de vista económico, la reducción de las secciones o del número de vigas se traduce en menor peso de la estructura y por tanto un ahorro económico en material y en consumo de combustible del vehículo.

Como se ha comprobado en esta hipótesis, las vigas longitudinales no experimentan grandes tensiones a pesar de ser los que soportan principalmente la carga, estos son los elementos fundamentales de la estructura y por eso su sección es mayor. A priori parece que están sobredimensionados puesto que no experimentan tensiones críticas, sin embargo evitan que los movimientos sean más elevados pudiéndose situar por encima de los límites estructurales establecidos por normativa.

Los resultados en los movimientos en la cama obtenidos en las hipótesis del modelo anterior (apartado 3.1.1.3.) son aproximados a los que se han obtenido en este modelo. Las zonas dónde se producen los máximos desplazamientos son las mismas, siendo la zona más crítica la cama de la góndola en las vigas transversales cercana al cuello. Los valores máximos son aproximados variando de un modelo a otro en medio milímetro, debido a la inclusión de numerosos detalles con el nuevo modelo.

La zona del voladizo del cuello de la góndola es otro lugar donde se producen elevados movimientos, es debido a la acción del peso propio de las vigas que lo conforman. Por el contrario, en la hipótesis del modelo anterior, los resultados que se obtenían para esta zona eran erróneos puesto que el apoyo del bulón estaba diseñado como un único punto, resultando aquí unos desplazamientos en el sentido positivo del eje vertical debido a la flexión que se produce en la cama y que el diseño del apoyo delantero permitía que se transmitiera al voladizo. Sin embargo, en el nuevo modelo, este apoyo aporta mayor rigidez al sistema y los movimientos que se producen en esta zona no son provocados por la flexión en la cama (ya que esta no se transmite al voladizo debido a la rigidez del apoyo), si no por el peso propio de las vigas que conforman el voladizo.

La diferencia más notable se aprecia en las tensiones, ya que la góndola se ha diseñado con una geometría más fiel a la estructura real se pueden obtener valores de tensión orientativos. Sin embargo, con el modelo anterior, los valores de tensión que se pudiesen obtener eran completamente erróneos.

3.2.2. Hipótesis de peso propio + máxima carga admisible distribuida no uniformemente.

En esta hipótesis se van a simular diferentes disposiciones de la carga en la cama con la masa máxima autorizada, de manera que no quede distribuida uniformemente por la cama.

Este estudio viene motivado debido a que es posible que la carga que se quiera disponer no se pueda distribuir uniformemente sobre la superficie de la cama de la góndola. Esta situación puede producirse debido a la geometría de la carga.

El objetivo es determinar la colocación de la carga sobre la cama de la góndola de la manera más favorable posible para la estructura, cuando por razones geométricas no se pueda repartir uniformemente sobre la cama.

En esta hipótesis se va a estudiar cómo afecta que la carga de la góndola se disponga en la mitad delantera o trasera de la cama para, en caso que se tenga este tipo de geometría de carga en una situación real, saber la forma más favorable de colocar la carga evitando situaciones críticas. También se pretende comprobar en esta hipótesis la capacidad de la estructura para soportar la carga máxima cuando presente una geometría muy reducida y donde situarla para favorecer la integridad estructural de la góndola.

La carga se va a distribuir como fuerzas puntuales sobre los nodos como se concluyó en el apartado anterior, puesto que con esta disposición se obtienen unos resultados más desfavorables.

3.2.2.1. Carga distribuida en la mitad delantera de la cama.

En este primer análisis de la hipótesis, la carga se reparte sólo en los nodos de unión entre vigas de la parte delantera de la cama.

La carga se distribuye uniformemente entre el número de nodos que conforman la parte delantera de la cama de la góndola (9 filas de vigas). Con la siguiente expresión se obtiene la carga a disponer sobre cada nodo.

$$N_{nodo} = 491840,13 \text{ N} / 36 \text{ nodos} = 13662,23 \text{ N} / \text{nodo}$$

Se muestra en la figura 65 la configuración de apoyos y la distribución de las cargas sobre la góndola para esta simulación.

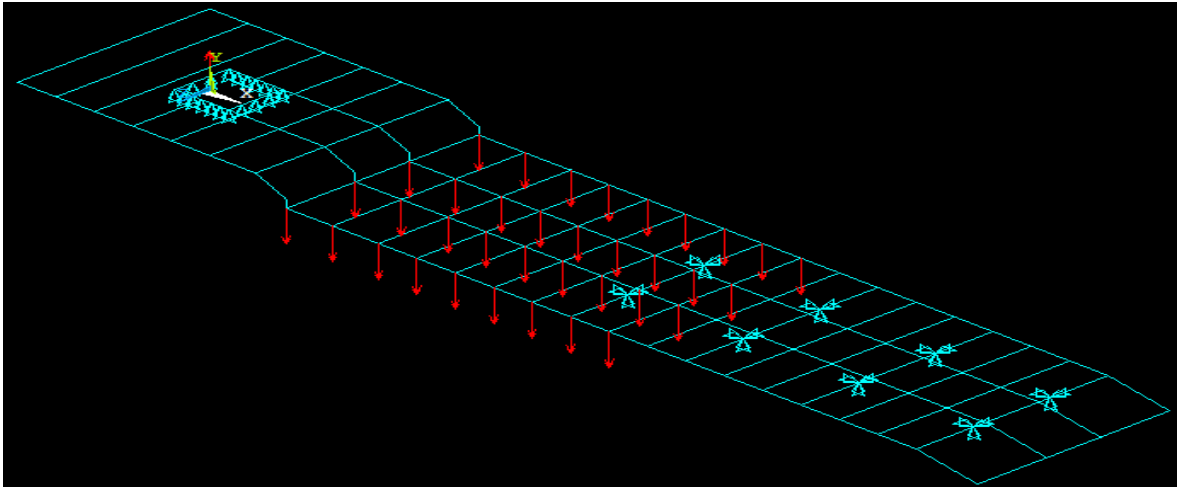


Figura 65: Distribución de cargas hipótesis 3.2.2.1.

A continuación se resuelve el caso y se muestran los resultados de la distribución de tensiones y desplazamientos sobre la estructura en las figuras 66, 67 y 68.

- **Tensión Von Mises:**

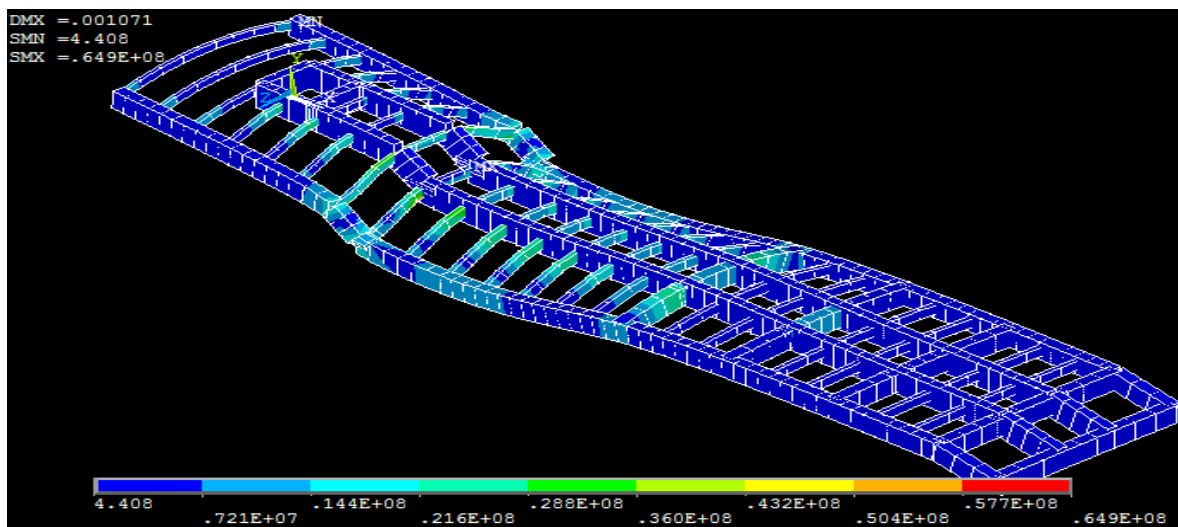


Figura 66: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.2.2.1.

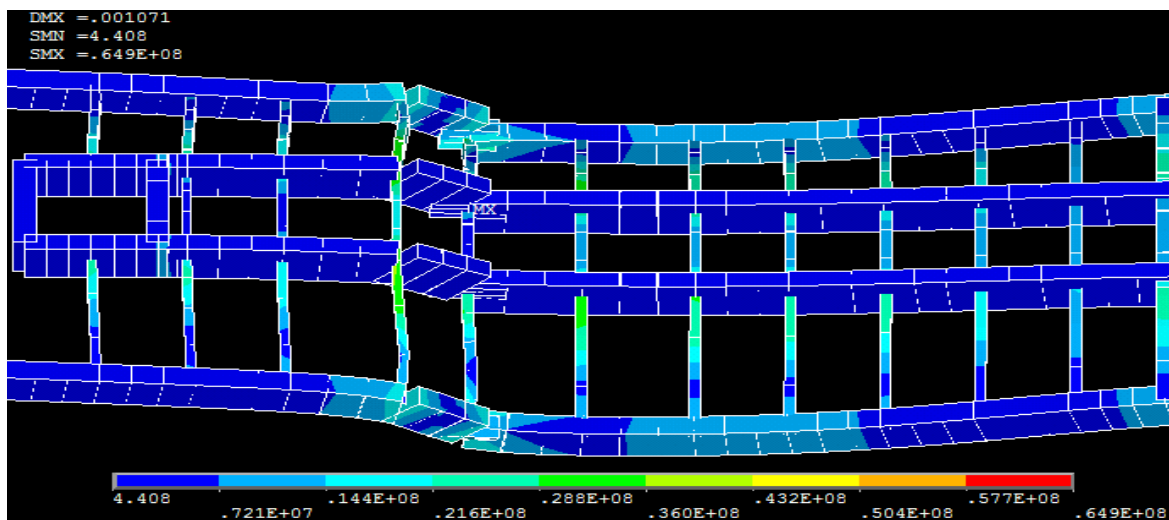


Figura 67: Detalle de tensión Von Mises hipótesis 3.2.2.1.

- Desplazamientos:

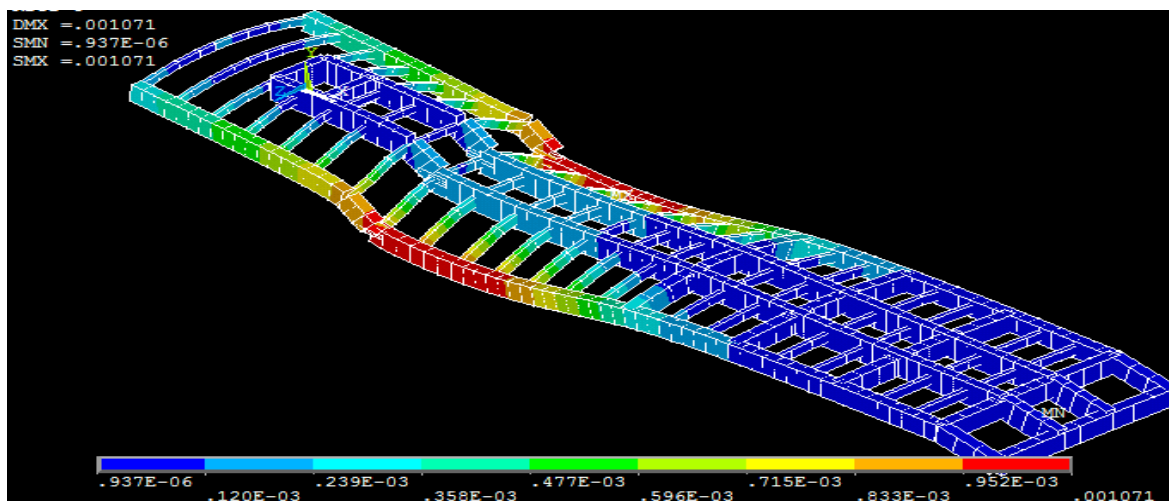


Figura 68: Desplazamientos hipótesis 3.2.2.1.

El valor de la tensión máxima ha aumentado considerablemente, se sitúa en 64,9 MPa y se continúa produciendo en las vigas transversales cercanas a la unión del cuello con la cama. En concreto aparece en la unión de éstas con las vigas longitudinales centrales. Además los resultados tensionales se agravan en las vigas transversales en la mitad delantera de la cama (ver figura 66).

El valor del desplazamiento máximo es de 1,07 mm y está situado en las vigas longitudinales exteriores del principio de la cama (ver figura 68).

Al disponer la carga sobre la mitad delantera de la cama los resultados se han agravado en relación a los valores máximos de tensión y desplazamiento con respecto a la hipótesis 3.2.1.1. Sin embargo, las zonas donde se alcanzan los puntos críticos son similares.

A pesar de verse sometida a condiciones más desfavorables, los esfuerzos son soportables dentro del margen establecido por normativa para la estructura.

3.2.2.2. Carga distribuida en la mitad trasera de la cama.

En este análisis de la hipótesis, la carga se reparte sólo en los nodos de unión de la mitad trasera de la cama de la góndola.

La carga se distribuye de manera uniforme entre el número de nodos que conforma la parte trasera de la cama (9 filas de vigas). Con la siguiente expresión se obtiene la carga a disponer sobre cada nodo.

$$N_{nodo} = 491840,13 \text{ N} / 36 \text{ nodos} = 13662,23 \text{ N/nodo}$$

Se muestra en la figura 69 la configuración de apoyos y la distribución de las cargas sobre la góndola para esta simulación.

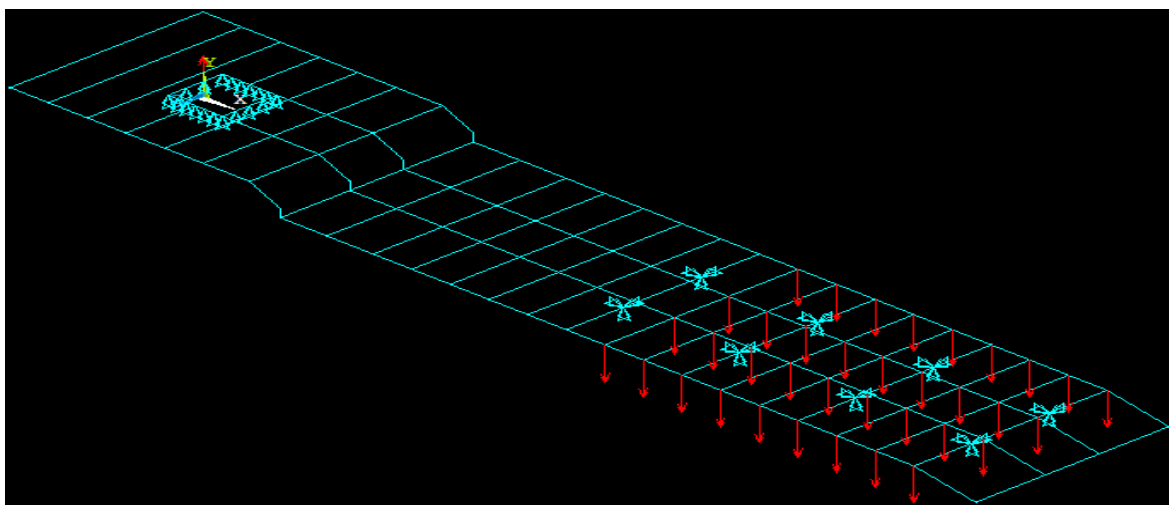


Figura 69: Distribución de cargas hipótesis 3.2.2.2.

Se soluciona el caso y se muestran los resultados de la distribución de tensiones y desplazamientos a continuación (figuras 70, 71 y 72).

- Tensión Von Mises:

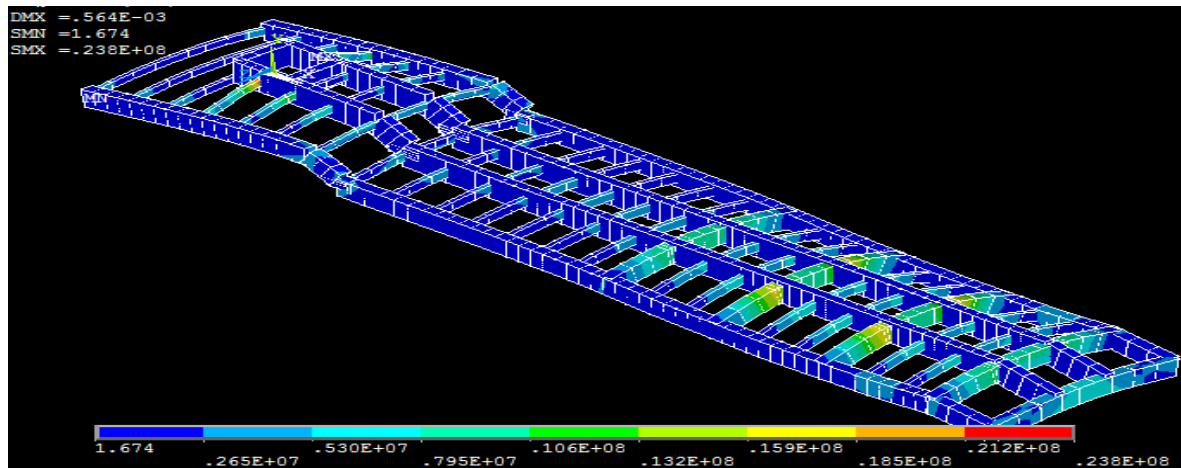


Figura 70: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.2.2.2.

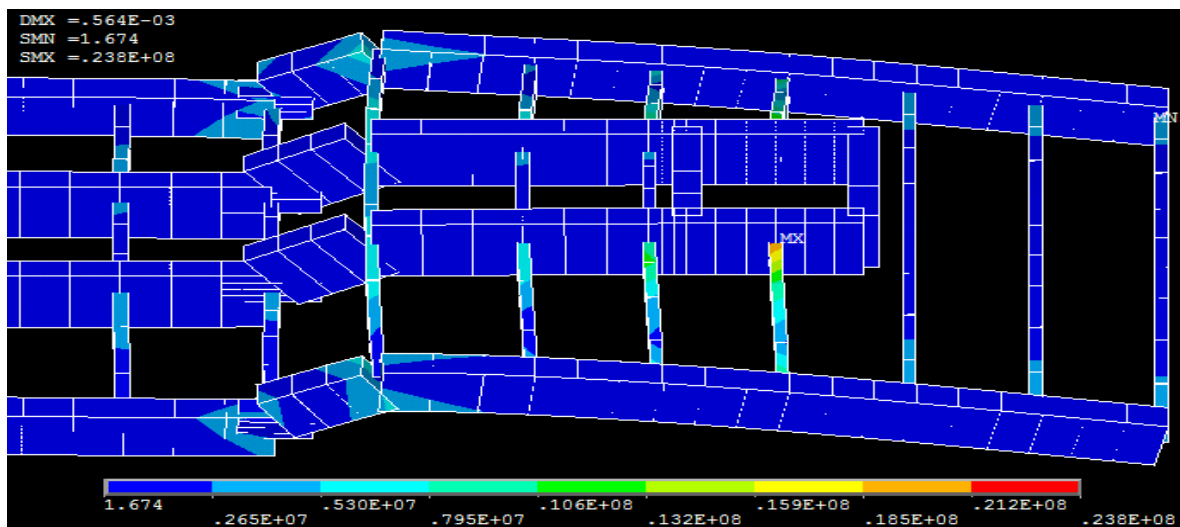


Figura 71: Detalle de tensión Von Mises hipótesis 3.2.2.2.

- Desplazamientos:

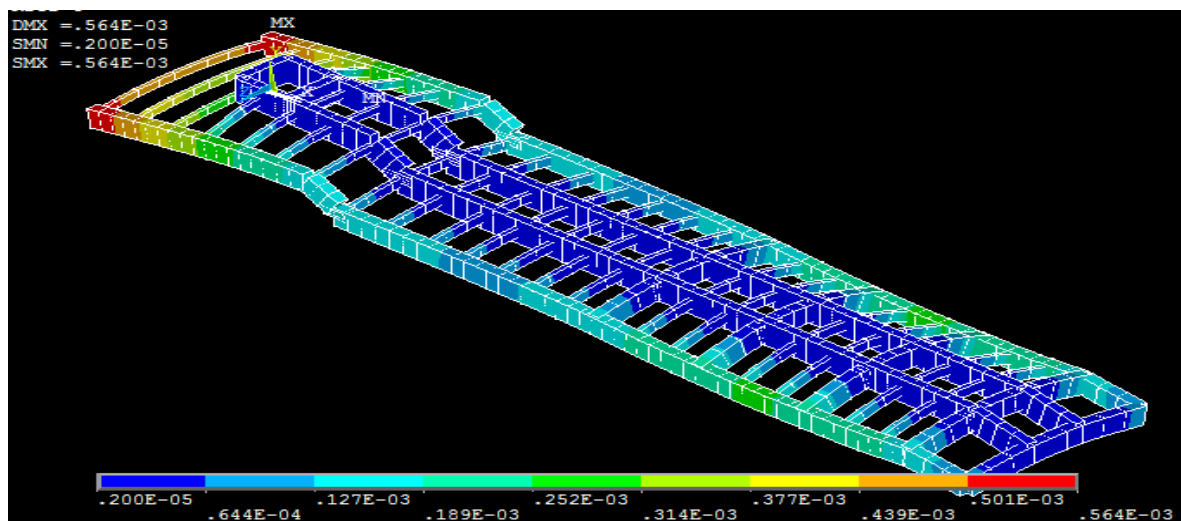


Figura 72: Desplazamientos hipótesis 3.2.2.2.

La máxima tensión es de 23,8 MPa y se alcanza en el cuello, concretamente en las vigas transversales que se unen con el entramado de vigas del apoyo delantero. Al disponerse la carga sobre la parte trasera de la cama, la carga es absorbida mayoritariamente por los apoyos traseros, lo que provoca que las tensiones en la mitad delantera de la cama (zona en la cual se producían las mayores tensiones) se vean reducidas. Este hecho provoca la aparición de las tensiones máximas en las vigas transversales del cuello de la góndola (ver figura 71).

Las vigas transversales de la parte trasera de la cama donde se sitúan los apoyos de las ballestas de suspensión, sufren también tensiones elevadas. Se produce así para este caso, debido a que toda la carga se dispone sobre esta zona, provocando que se concentren elevadas tensiones en los apoyos traseros (ver figura 70).

El valor del desplazamiento máximo es de 0,56 mm y, al contrario que para el caso anterior, la zona de mayores movimientos se encuentra en la parte delantera del cuello de la góndola, en el extremo de las vigas longitudinales exteriores que se encuentran en voladizo (ver figura 72).

Al disponer la carga sobre la parte trasera de la cama, ésta es absorbida principalmente por los apoyos, lo que provoca que disminuyan los movimientos en la cama. Al verse reducidos los desplazamientos en dicha zona, es la parte delantera del cuello, al estar sometida a su propio peso y debido a que la situación del apoyo está alejada del extremo del cuello, la que experimenta los mayores movimientos.

Los resultados para este caso están más repartidos por toda la estructura con respecto al caso anterior, tanto en la distribución de tensiones como en los movimientos. Los valores máximos se ven reducidos cuando colocamos la carga en la parte trasera de la cama.

Este resultado sirve no solo para decidir en qué mitad de la estructura colocar la carga de manera más favorable, si no en general nos permite afirmar que siempre que se tenga una carga de geometría reducida y no se pueda disponer sobre toda la cama de la góndola es aconsejable situarla sobre los apoyos, en la parte trasera de la cama. Incluso si se comparan los resultados entre colocar la carga sobre la mitad trasera de la góndola o distribuirla uniformemente por toda la cama, se obtienen resultados más favorables para la estructura cuando se sitúa sólo sobre la mitad trasera de la cama.

Se va a realizar un último ensayo en esta hipótesis para una carga de geometría muy reducida concentrada en una pequeña zona de la cama.

3.2.2.3. Carga máxima de pequeñas dimensiones dispuesta sobre un área reducida en la parte trasera de la cama.

En esta simulación se quiere comprobar la capacidad resistente de la estructura frente a la carga máxima autorizada distribuida en un área muy reducida. En caso de cumplir las sollicitaciones de tensión y movimientos quedará probada la integridad estructural de la estructura para cualquier distribución de cargas, en una situación de circulación estándar.

Como se ha demostrado con las dos hipótesis anteriores de este apartado, en caso de disponer de una carga que no sea posible distribuir por toda la superficie de la cama, se obtienen mejores resultados cuando ésta se sitúa en la parte trasera, por ello se decide colocar la carga en esta parte.

Para poder afirmar que la estructura es capaz de soportar la máxima carga admisible independientemente del área en que se distribuye (siempre eligiendo la parte trasera y central de la cama de la góndola), se va a realizar la siguiente simulación con la carga máxima concentrada en un área lo suficientemente pequeña para dar validez a lo que se pretende demostrar.

La carga se va a distribuir únicamente sobre 4 nodos de la estructura, simulando por tanto que la superficie que ocupa la carga es de 0,5 x 0,7 metros, como se muestra en la figura 73. Con la siguiente expresión se obtiene la carga a disponer sobre cada nodo.

$$N_{nodo} = 491840,13 \text{ N} / 4 \text{ nodos} = 122960,03 \text{ N/nodo}$$

Se muestra en la figura 73 la configuración de apoyos y la distribución de las cargas sobre la góndola para esta simulación.

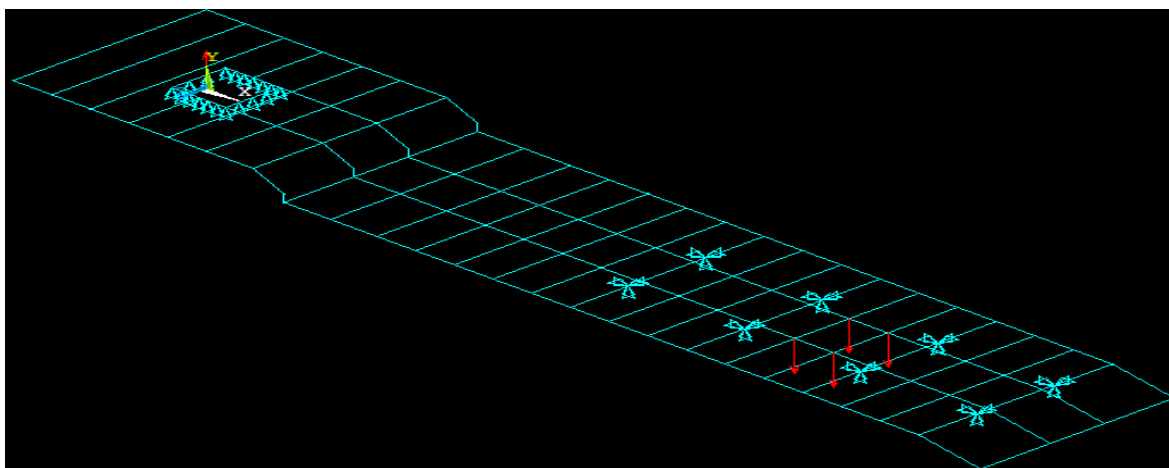


Figura 73: Disposición de cargas hipótesis 3.2.3.3.

Se simula el caso y se muestran los resultados de la distribución de tensiones y desplazamientos en las figuras 74 y 75.

- **Tensión Von Mises:**

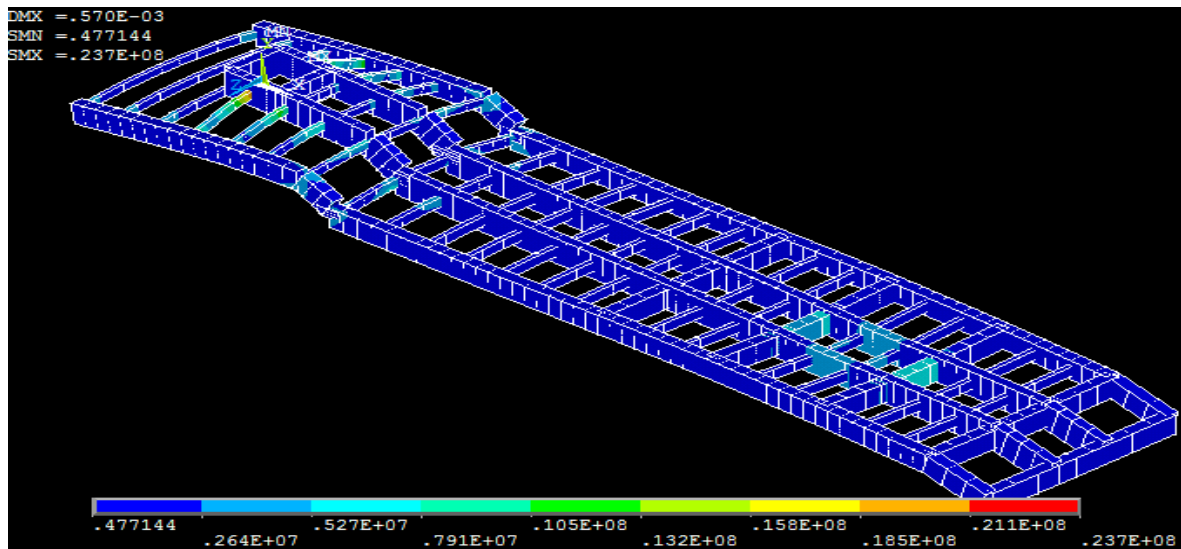


Figura 74: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.2.2.3.

- **Desplazamientos:**

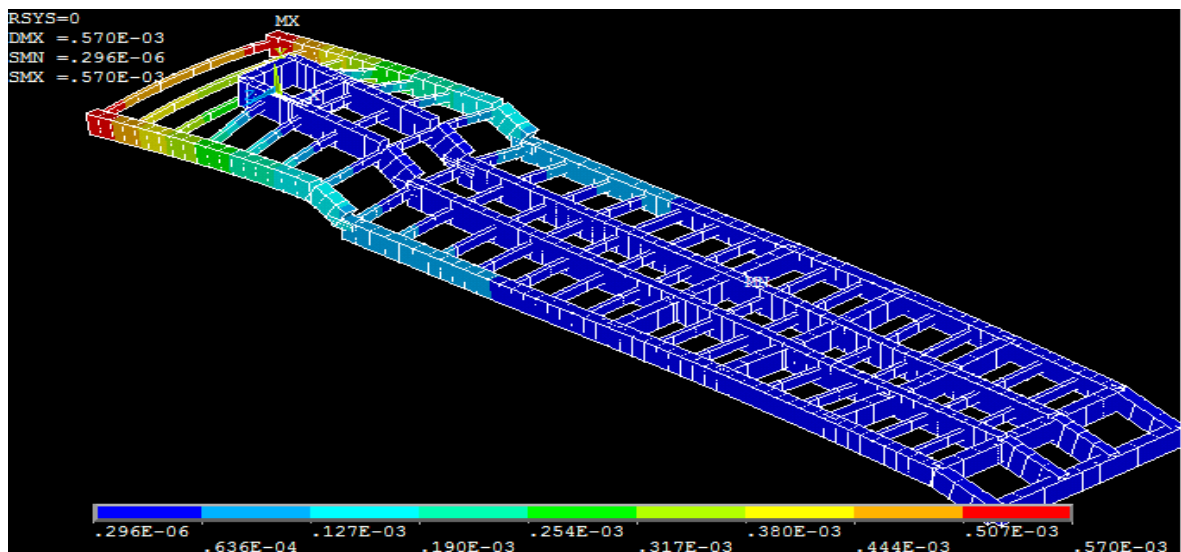


Figura 75: Desplazamientos hipótesis 3.2.2.3.

El valor de la máxima tensión es de 23,7 MPa y se alcanza en las vigas transversales del cuello de la góndola, aparentemente en la unión de estas al entramado de vigas del apoyo delantero (ver figura 74).

También se observa que las vigas sobre las que se ha situado la carga experimentan tensiones elevadas pero sin llegar a ser las máximas de la estructura. Se alcanzan aquí valores elevados debido a que la carga se sustenta únicamente sobre éstas.

El valor del máximo desplazamiento es de 0,57 mm y la posición donde se alcanza es en el extremo de las vigas longitudinales exteriores en voladizo (ver figura 75).

Las zonas donde se alcanzan las tensiones y los desplazamientos críticos son las mismas que en el caso anterior (hipótesis 3.2.2.2.) y los valores máximos resultan también muy similares. Sin embargo, los resultados obtenidos al colocar la carga en la parte delantera de la cama frente a los de esta simulación son del orden de 2-3 veces más desfavorables.

Los valores de tensión y desplazamientos se encuentran dentro de los límites establecidos por normativa para los tres casos de esta hipótesis.

3.2.2.4. Conclusión de la hipótesis.

Queda totalmente demostrado que en caso de tener que disponer la carga en una zona de la góndola por razones geométricas, es preferible realizarlo sobre la parte trasera de la cama donde se sitúan la mayor parte de apoyos de la estructura.

La tensión es aproximadamente tres veces mayor (de 64,9 MPa a 23,8 MPa) en el caso de disponer la carga sobre la mitad delantera, mientras que los movimientos máximos sobre la estructura se sitúan en valores cercanos al doble (1,07 mm frente a 0,57 mm). Ambos resultados se encuentran dentro de los límites de tensión y deformación impuestos.

En cuanto a comparar los resultados de distribuir la carga uniforme sobre toda la superficie de la cama y distribuirla sólo en la parte trasera de la góndola, se puede comprobar que los resultados se agravan ligeramente para la primera hipótesis. La disposición de la carga sobre los apoyos traseros provoca que la flexión en la mitad delantera de la cama disminuya y por consiguiente las tensiones y desplazamientos.

Del análisis de los resultados se comprende que siempre que sea posible, como se concluyó en la hipótesis anterior (apartado 3.2.1.), conviene distribuir la carga centrada en la cama de la góndola, puesto que en la zona entre las dos vigas longitudinales centrales las tensiones y los movimientos no son elevadas.

Mayores problemas se producen cuando la carga o parte de esta se dispone sobre los extremos de la cama y en la parte delantera (donde la estructura no posee apoyos), los esfuerzos son mayores y la tensión y los desplazamientos también.

Como resultado, se concluye que la manera correcta de disponer la carga sobre la estructura, siempre que la geometría lo permita, es hacerlo en la parte trasera de la góndola y de la manera más centrada posible.

Queda probado con esta hipótesis que la estructura es capaz de soportar la máxima carga independientemente de la geometría y distribución de ésta.

Se comprobará con un modelo posterior detallado la validez de los resultados de esta hipótesis para el caso de tener que colocar la carga en la mitad trasera de la cama que, como se ha concluido, es la manera correcta de disponer la carga cuando su geometría no permita distribuirla uniformemente por toda la cama.

3.2.3. Hipótesis de peso propio + máxima carga autorizada + pérdida de apoyos traseros en la cama.

En esta hipótesis se va a simular una posible pérdida de apoyos de una de las dos zonas de apoyos traseros. Esta situación podría verse provocada por un bache en el asfalto o por la toma de una curva. En ambas situaciones el neumático podría perder contacto con el asfalto, reduciendo los valores de las reacciones en las ballestas de suspensión a cero.

Se pretende con este ensayo someter a la góndola a condiciones extremas que se pueden producir puntualmente y a las que la estructura tiene que tener capacidad de soportar.

Se va a simular en un primer caso la pérdida de 3 de los 4 apoyos traseros de uno de los dos laterales. Si este ensayo resulta satisfactorio se evaluaría la estructura eliminando los 4 apoyos traseros de uno de los dos laterales, simulando que todos los neumáticos de un lateral perdieran contacto con el asfalto al mismo tiempo. Ambos casos se van a simular con la carga máxima distribuida de manera uniforme sobre toda la cama de la góndola. Pero además, teniendo en cuenta lo observado en la hipótesis anterior (apartado 3.2.2.), se va a realizar el estudio de la pérdida de todos los apoyos de un lateral de la cama cuando la carga está distribuida sólo en la mitad trasera de la cama, para garantizar la integridad estructural de la góndola en todas las disposiciones posibles de la carga.

3.2.3.1. Pérdida de tres apoyos de un lateral de la cama de la góndola con la carga distribuida uniformemente en la cama.

El primer cálculo se realiza sometiendo a la estructura a la máxima carga, estableciendo la pérdida de 3 de los 4 apoyos traseros de un lateral de la cama. Se simula que el único apoyo que ejerza reacción sobre uno de los dos laterales sea el situado en la parte final de la cama, como se muestra en la figura 76.

Se decide simular con el único apoyo trasero situado en la parte final de la cama porque se cree que es la situación más crítica, de esta manera la distancia del apoyo delantero al trasero es mayor. A la vista de los resultados anteriores, se entiende que en los casos en los que se dispone la carga entre dos apoyos (como en el caso en el que se dispone la carga en la mitad delantera de la cama, donde toda la carga se sitúa entre los apoyos delantero y trasero), la estructura experimenta resultados más desfavorables.

La carga distribuida en cada nodo es la misma que en la empleada en la hipótesis 3.2.1.1. Se tiene la carga por nodo siguiente.

$$N_{nodo} = 491840,13 \text{ N} / 68 \text{ nodos} = 7232,94 \text{ N} / \text{nodo}$$

Se muestra en la figura 76 la configuración de apoyos y la distribución de las cargas sobre la góndola para esta simulación.

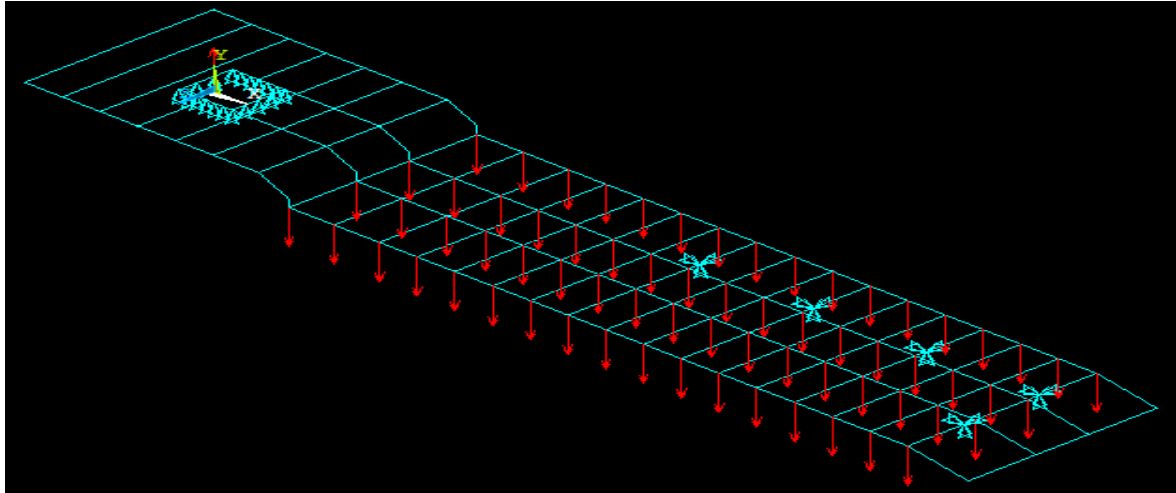


Figura 76: Distribución de carga y apoyos hipótesis 3.2.3.1.

Se resuelve el caso y a continuación se muestran los resultados de la distribución de tensiones y desplazamientos en las figuras 77, 78 y 79.

- **Tensión Von Mises:**

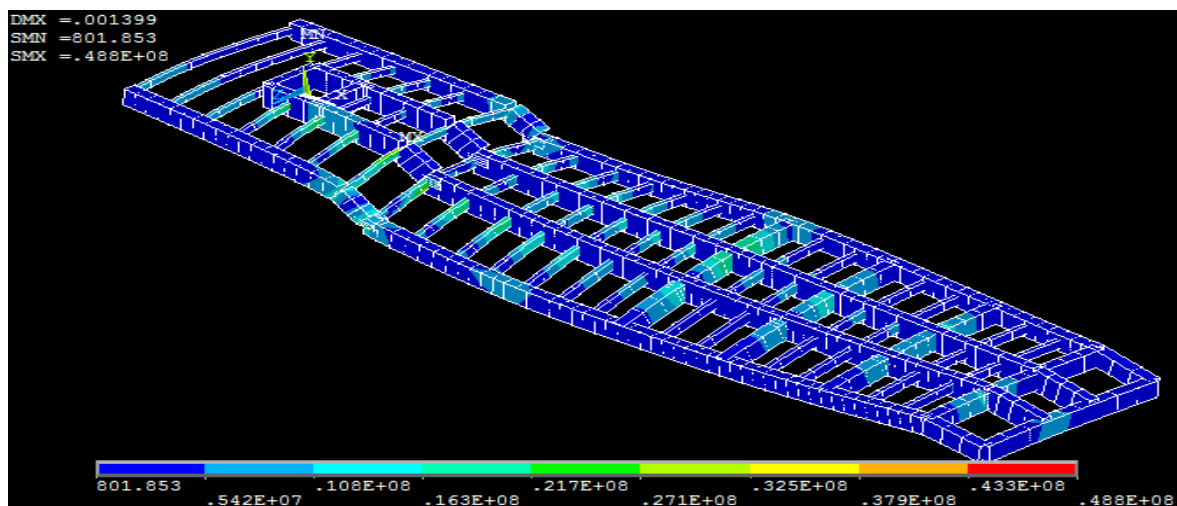


Figura 77: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.2.3.1.

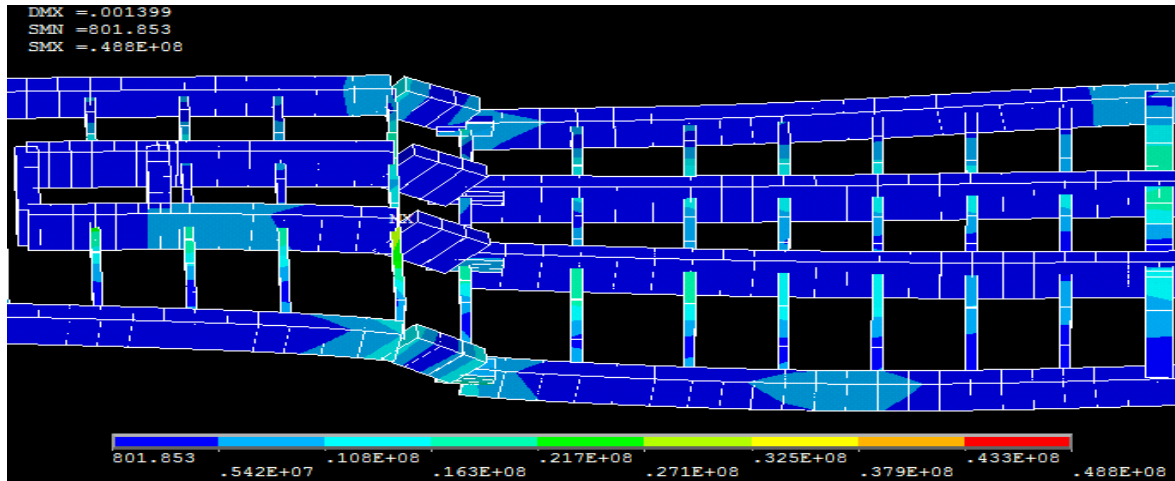


Figura 78: Detalle de tensión Von Mises hipótesis 3.2.3.1.

- Desplazamientos:

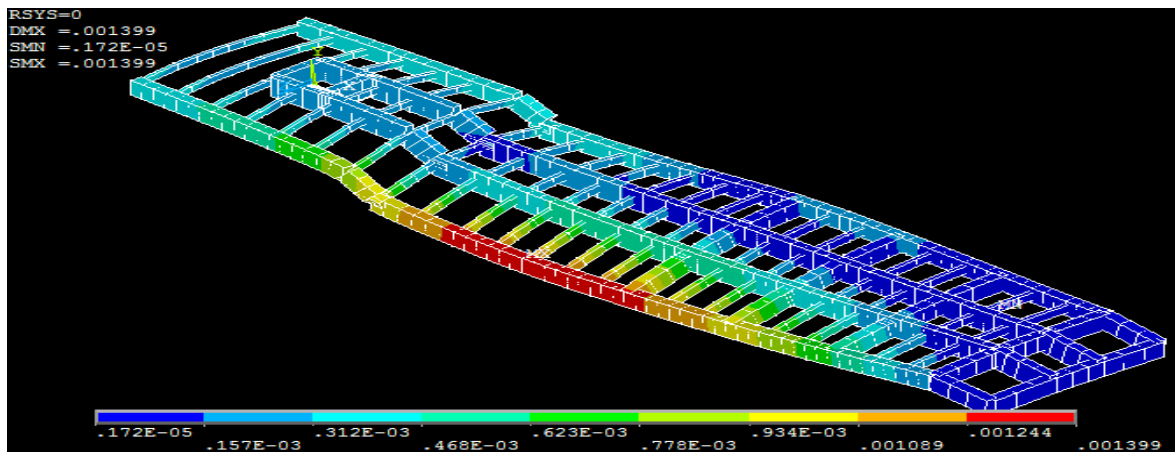


Figura 79: Desplazamientos hipótesis 3.2.3.1.

Las vigas que mayores tensiones experimentan son las transversales. En concreto, el máximo se encuentra en la unión de la última viga transversal del cuello con las vigas longitudinales interiores del lateral en el que se han perdido los apoyos traseros (ver figura 78), aquí se alcanza un valor máximo de 48,8 MPa.

Las vigas longitudinales no sufren tensiones excesivamente altas. Aunque en el lateral donde se pierden los apoyos hay pequeñas zonas donde estos valores crecen, sin llegar a ser los máximos que se alcanzan en la estructura.

La principal variación con el resto de hipótesis realizadas anteriormente es la distribución de los desplazamientos en la estructura. Debido a la pérdida de apoyos en un lateral, los movimientos en la viga longitudinal exterior del lateral que pierde los apoyos se ven incrementados. Pasa a encontrarse aquí el valor del desplazamientos máximo que aumenta hasta un valor de 1.4 mm (ver figura 79).

Los valores de tensión y en especial de desplazamientos se han visto en general incrementados al simular el caso con menos apoyos traseros en uno de los dos laterales. Sin embargo, estos valores continúan situándose dentro de los límites establecidos. Se analizan a continuación dos situaciones más críticas, simulándose la pérdida de todo un lateral e apoyos traseros.

3.2.3.2. Pérdida de apoyo en todo un lateral de la cama de la góndola con la carga distribuida uniformemente en la cama.

En esta hipótesis se va a simular un posible fallo de todos los apoyos traseros de uno de los dos laterales de la cama, suponiendo que en un instante determinado todos los neumáticos de un lateral pierdan contacto con el asfalto y por consiguiente las ballestas de suspensión no soporten carga.

Al realizar esta hipótesis la carga se va a sustentar solo sobre un lateral de los ejes, creando una gran torsión.

Para realizar la hipótesis se van a eliminar todos los apoyos de un lateral, de este modo se simula la situación descrita, en la que todas lo neumáticos de un lateral de la góndola pierden contacto con el asfalto.

La distribución de la carga se va a realizar como en la simulación anterior, quedando la carga distribuida por nodo siguiente.

$$N_{nodo} = 491840,13 \text{ N} / 68 \text{ nodos} = 7232,94 \text{ N} / \text{nodo}$$

En la figura 80 se muestra la distribución de cargas y apoyos con la que se va a simular este caso.

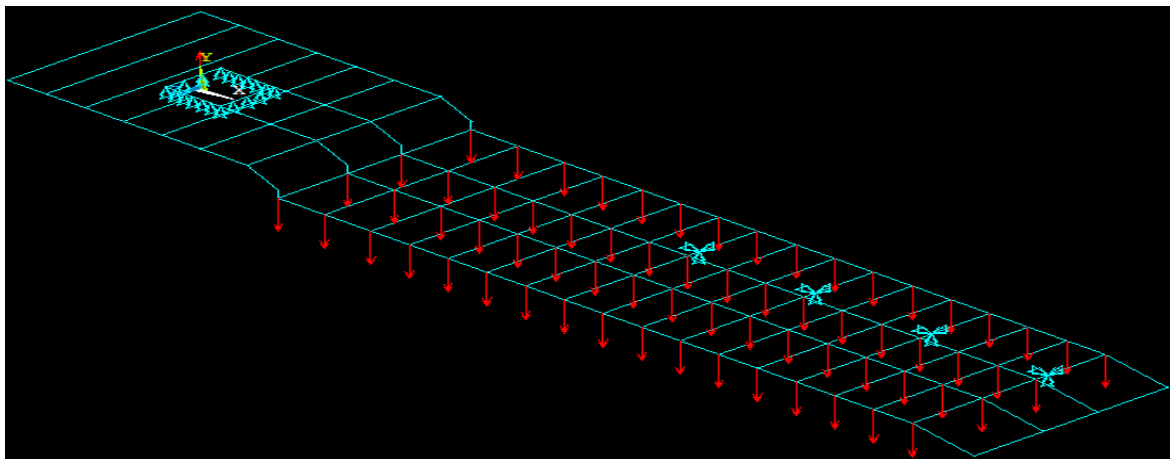


Figura 80: Distribución de carga y apoyos hipótesis 3.2.3.2.

Se simula el caso y se muestran los resultados de la distribución de tensiones y desplazamientos en las figuras 81, 82 y 83.

- **Tensión Von Mises:**

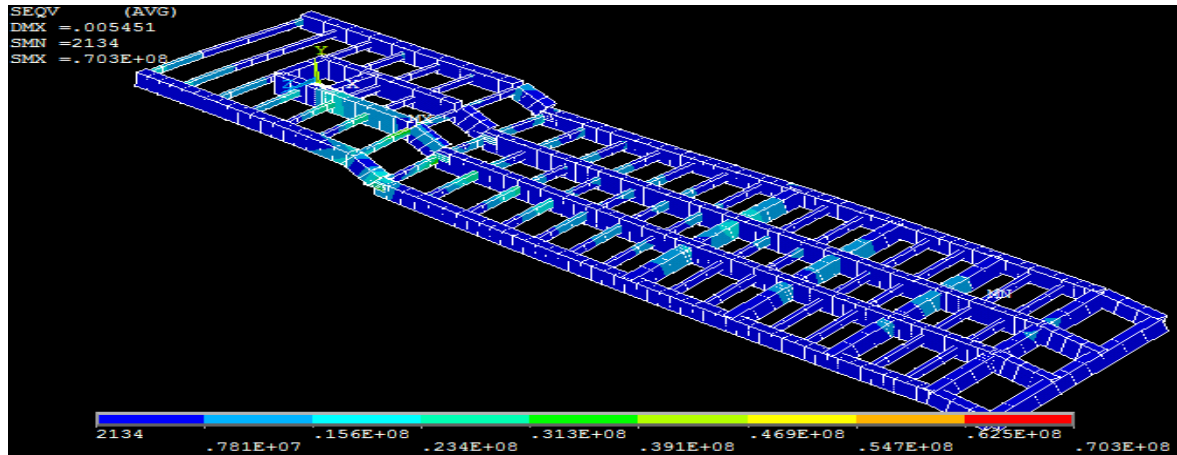


Figura 81: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.2.3.2.

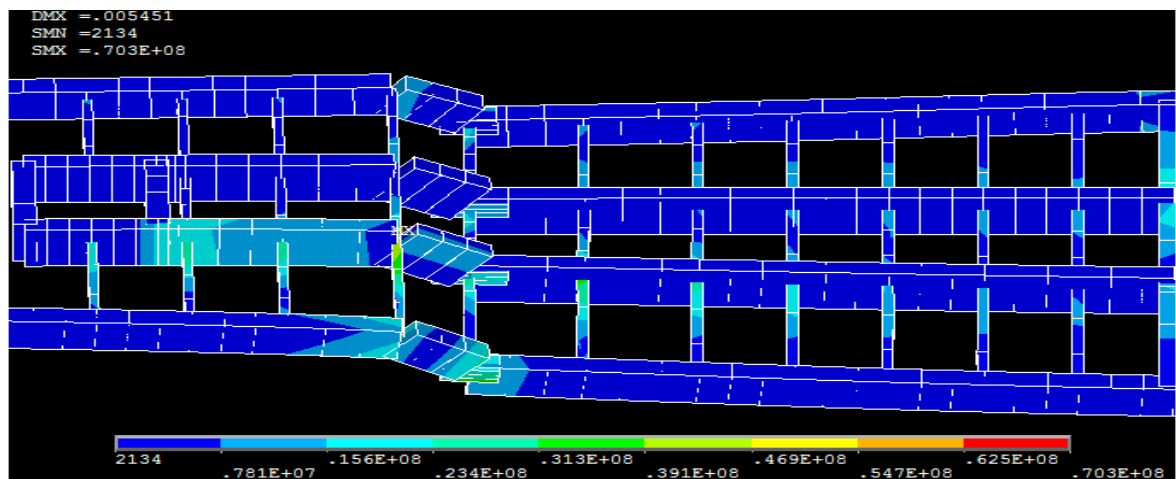


Figura 82: Detalle de tensión Von Mises hipótesis 3.2.3.2.

- **Desplazamientos:**

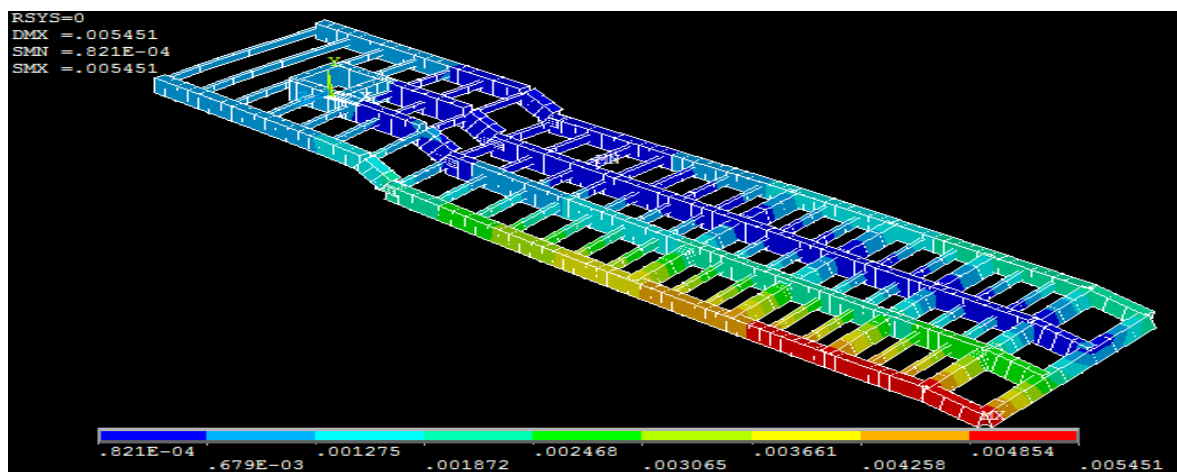


Figura 83: Desplazamientos hipótesis 3.2.3.2.

Los máximos valores de tensiones se alcanzan en este caso en las vigas transversales del cuello de la góndola, en el lateral donde se produce la pérdida de apoyos. En concreto, el valor máximo de tensión es de 70,3 MPa y aparentemente se encuentra en la unión de la última viga transversal del cuello de la góndola con la viga longitudinal interior del lado donde se pierden los apoyos, como se observa en la figura 82.

Otras zonas donde aparecen tensiones importantes son las vigas transversales donde se sitúan los apoyos traseros que no se han perdido. Esta zona deberá ser tomada en cuenta al realizar el modelo de detalle de la estructura debido a que, al detallar la geometría de los apoyos traseros, la rigidez de estas vigas aumentará y por tanto las tensiones que van a soportar (ver figura 81).

Los máximos desplazamientos se alcanzan en el final de la viga longitudinal exterior del lado donde se produce la pérdida de apoyos, en concreto el máximo movimiento es de 5,45 mm, donde ésta se inclina levemente. Se produce aquí, debido a que al perder los apoyos laterales esta zona actúa como una viga en voladizo. La carga sobre la cama y el peso propio de la estructura provocan este movimiento (ver figura 83).

Con respecto al caso anterior donde se mantenía un apoyo trasero, en este ensayo aumentan en gran medida los desplazamientos a medida que se avanza hacia el final de la cama. Al permitirse mayores desplazamientos en la parte trasera de la cama, las vigas transversales del cuello experimentan mayores tensiones de torsión.

Para este caso, el valor del máximo desplazamiento en la góndola está ligeramente por encima del límite. En principio el diseño seleccionado para la carga estipulada es incorrecto. Se va a comprobar esta hipótesis con el modelo de detalle para verificar este resultado. La rigidez que tendrá el modelo siguiente, al detallar la superficie de los apoyos traseros, va a ser mayor, lo que probablemente reducirá los desplazamientos.

3.2.3.3. Pérdida de apoyo en todo un lateral de la cama con la carga distribuida en la mitad trasera de la cama.

Se va a analizar una situación de pérdida de todos los apoyos traseros de un lateral de la cama cuando, por la geometría de la carga, ésta se reparta uniformemente sobre la mitad trasera de la cama.

Se entiende que cuando la carga vaya distribuida en la parte trasera de la cama y se produzca una situación de pérdida de apoyos, la situación se puede agravar aún más. Debido a que los mayores movimientos se producen en la parte final de la cama, al situar la carga sobre esta zona, se pueden producir mayores movimientos en la parte final de la cama.

La carga se va a distribuir como en la hipótesis 3.2.2.2., donde se disponía la carga sobre las 9 filas de la mitad trasera de la cama, quedando la siguiente carga para cada nodo.

$$N_{nodo} = 491840,13 \text{ N} / 36 \text{ nodos} = 13662,23 \text{ N} / \text{nodo}$$

Se muestra en la figura 84 la configuración de apoyos y la distribución de las cargas sobre la góndola para este caso.

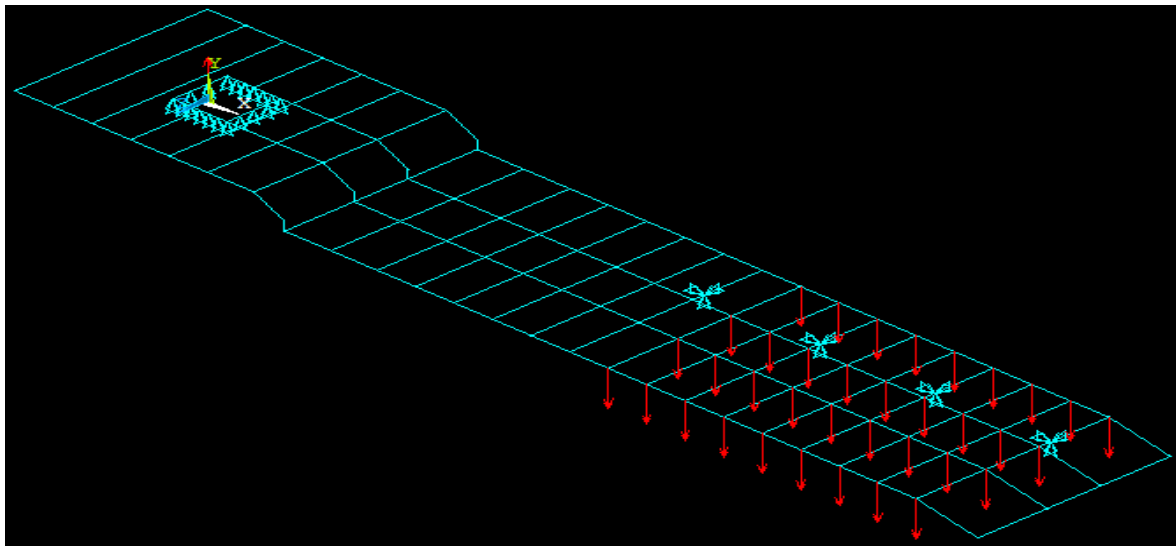


Figura 84: Distribución de carga y apoyos hipótesis 3.2.3.3.

Se simula el caso y se muestran los resultados de la distribución de tensiones y desplazamientos en las figuras 85, 86 y 87.

- Tensión Von Mises:

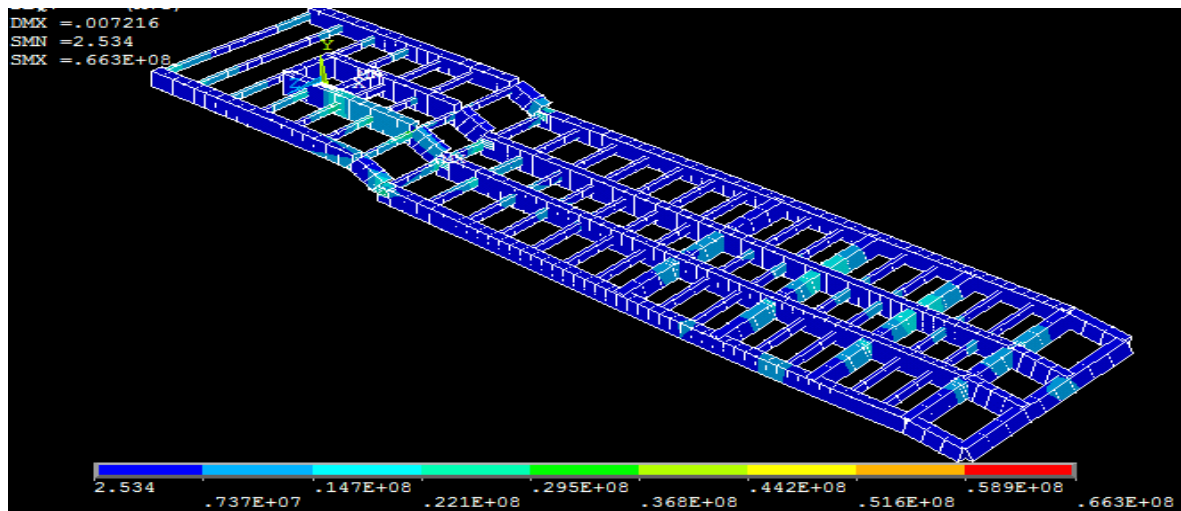


Figura 85: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.2.3.3.

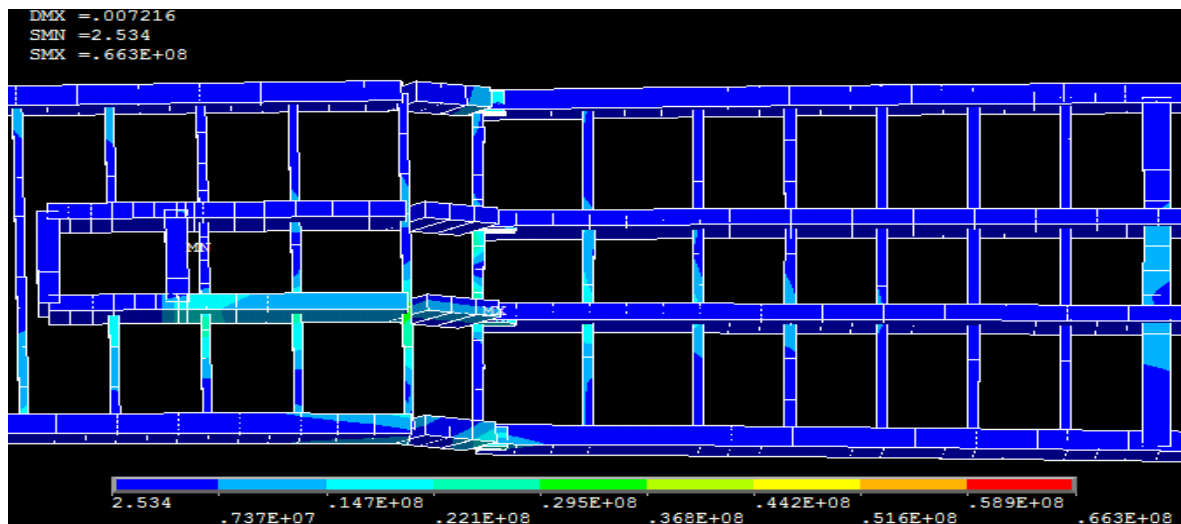


Figura 86: Detalle de tensión Von Mises hipótesis 3.2.3.3.

- Desplazamientos:

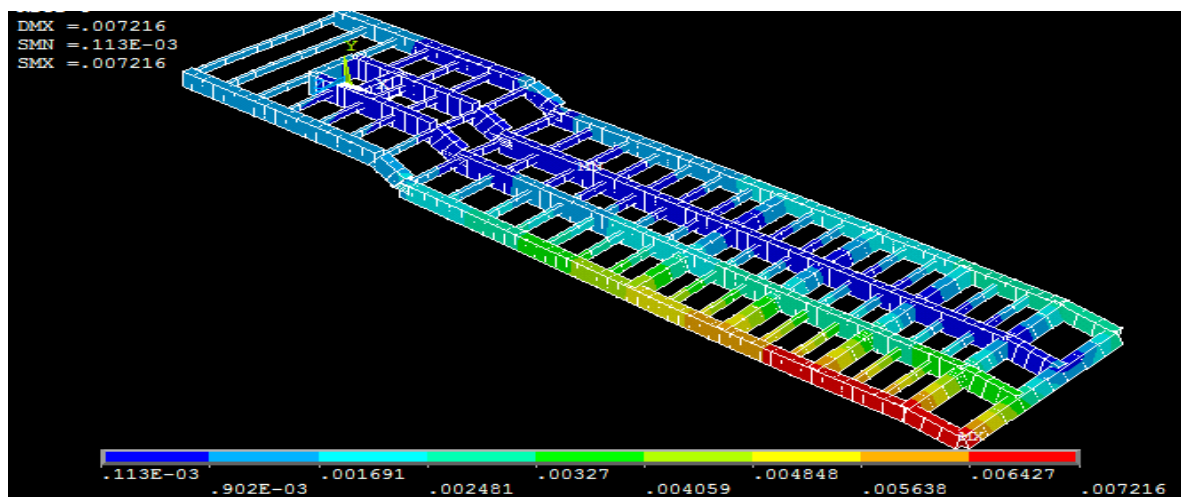


Figura 87: Desplazamientos hipótesis 3.2.3.3.

Las tensiones más elevadas se alcanzan en las vigas transversales del cuello de la góndola y la parte delantera de la cama. Exactamente la máxima tensión aparece, aparentemente, en la unión de la primera viga transversal de la cama con la viga longitudinal interior, donde se alcanza un valor de 66,3 MPa (ver figura 86).

Otra zona que experimenta grandes tensiones para este caso es la viga longitudinal interior en la parte del cuello. Las vigas transversales de la parte trasera de la cama donde se sitúan los apoyos también experimentan tensiones elevadas (ver figura 85).

Los mayores desplazamientos se alcanzan, como en el caso anterior, en el final de la cama, concretamente en el extremo de la viga longitudinal exterior del lado donde se produce la pérdida de apoyos. El valor máximo que se alcanza es mayor que en el caso anterior y es de 7,21 mm (ver figura 87).

Esta simulación también nos da unos resultados en cuanto a movimientos fuera de los límites establecidos por normativa.

Como los resultados de este caso son aún más desfavorables que los de la simulación anterior, en el modelo detallado se va a analizar este caso y si éste cumple los requisitos estructurales establecidos se podrá afirmar que se cumplen también para el ensayo anterior. Se podrá afirmar en tal caso que la estructura resiste las condiciones de carga a pesar de perder un lateral de apoyos traseros por completo.

3.2.3.4. Conclusión de la hipótesis.

Las hipótesis de pérdida de apoyos traseros simuladas en este modelo, muestran que la góndola es capaz de soportar las tensiones que aparecen cuando la estructura pierde todos o parte de los apoyos de un lateral de la estructura, para todas las posibles maneras de disponer la carga. Cabe destacar que no se detallan los apoyos traseros, zona que se comprobará en el modelo siguiente, que es la que sufre las mayores tensiones en esta circunstancia.

Cuando se produce la pérdida de un lateral de apoyos, el modelo muestra que las máximas tensiones se concentran en las vigas transversales del cuello y del inicio de la góndola. En este modelo los apoyos traseros se están simplificando a un único punto sobre la viga, sin embargo la realidad los apoyos traseros no se refleja, por lo tanto es necesario realizar un nuevo modelo donde se detallen estas zonas, ya que la rigidez será mucho mayor y por tanto también lo serán

las tensiones. Por lo mismo, los desplazamientos máximos es posible que se vean reducidos, ya que al aplicarle rigidez al modelo se reduce su movilidad.

Para este modelo, se puede afirmar que en el caso de que la cama llegue a perder hasta 3 de los 4 apoyos traseros, los desplazamientos de la estructura no serán superiores a 2 mm en cualquier punto de la estructura.

Sin embargo en el caso de perder los 4 apoyos traseros de un lateral de la cama, la estructura va a superar el valor del desplazamiento límite para una zona de la cama, lo que podría ocasionar problemas estructurales.

Como se ha dicho en el análisis de las tensiones, se va a analizar de nuevo esta hipótesis en el modelo posterior, donde se incluye un mayor grado de detalle en las vigas y en los apoyos traseros. De este modo se verificará que la estructura no cumple los requisitos estructurales como ha ocurrido en este modelo, o que por el contrario, al analizar esta hipótesis con un modelo que se acerca más a la geometría de la estructura real, se cumplen los requisitos estructurales.

Como conseguir que en cualquier situación al menos un apoyo trasero se mantenga, en el caso de que un lateral se vea afectado por alguna circunstancia en la que pierda apoyos, es un punto importante a analizar en futuros trabajos, ya que los esfuerzos y los desplazamientos como se ha comprobado son mucho menores.

De los resultados obtenidos en esta hipótesis para este modelo con elementos BEAM y debido a la geometría de las uniones entre vigas y de las zonas de los apoyos traseros, se comprende que es necesario realizar un modelo más detallado, donde se puedan comprobar los esfuerzos en todos los puntos de soldadura de las vigas y comprobar las hipótesis más críticas.

3.3. Modelo espacial.

Este modelo se va a construir como continuación al modelo anterior (apartado 3.2.), detallando esta vez en el diseño la geometría completa de las vigas y de los apoyos traseros. Se va a orientar el modelo a la comprobación y validación de los resultados ya obtenidos en el modelo anterior y al estudio de las uniones soldadas entre vigas, lugar donde las tensiones pueden concentrarse y que no se aprecia con el modelo anterior.

Cabe destacar que en este modelo no se van a analizar todas las hipótesis que se realizaron para el modelo anterior, si no que se analizarán las variantes más críticas, de este modo se podrá garantizar la integridad estructural de la estructura sin tener que resolver todos los casos de nuevo.

Con este modelo, la zona de apoyo de las vigas sobre las ballestas de suspensión pasa a analizarse como una superficie de apoyo. Del mismo modo ocurre con las uniones entre vigas, con este modelo aparece un perfil de unión dónde antes únicamente existía un punto.

Para realizar un estudio más profundo, en este modelo se utilizan elementos planos tipo placa. Este tipo de elemento, como se explicó en el apartado 2.8.2., posee la capacidad de soportar esfuerzos de tracción, compresión, flexión y torsión. Para modelizarlo se ha utilizado el elemento SHELL43.

Se va a realizar un análisis estático, analizando diferentes disposiciones de carga y apoyos sobre la estructura en función de diferentes hipótesis que se justificarán a lo largo del capítulo.

Se va a desarrollar el modelo con el código de cálculo de elementos finitos de ANSYS.

CONSTRUCCIÓN DEL MODELO:

Para establecer la geometría del modelo se han empleado “keypoints” para marcar los puntos de construcción de las secciones de las vigas, “lines” para unir los puntos y crear el contorno de las vigas y finalmente “Areas” para las secciones de las vigas.

En la figura 88 se puede observar la complejidad de construcción del modelo a través de las “líneas” diseñadas para su construcción.

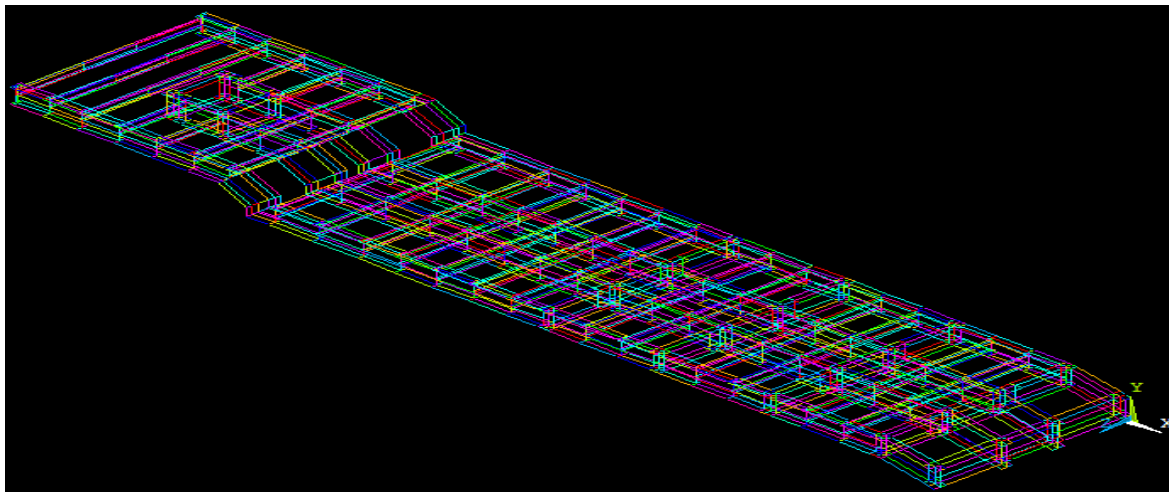


Figura 88: Construcción del modelo, Elementos "lines".

Con este modelo no se diseña el volumen de las vigas. Para conseguir el espesor real de las vigas se le asigna a cada área el espesor que le corresponde, puesto que se ha simplificado el diseño por la complejidad de dibujar el modelo con el volumen de cada viga.

Posteriormente se establecen las superficies de los apoyos traseros que serán de 0,15 X 0,15 metros. Al contrario que en el modelo anterior donde los apoyos traseros se establecieron como puntos, estas zonas se diseñan con su geometría real, lo que va a permitir analizar los resultados sobre estos y el comportamiento del resto de la estructura al aumentarse la rigidez.

A continuación se procede a realizar el mallado de la estructura, se utilizan elementos planos rectangulares y triangulares para mallar la geometría y, debido a la variedad de tamaños de áreas en el modelo, se utiliza un tamaño de elemento pequeño para comprobar mejor los resultados en la zona de las uniones.

Tras realizar la construcción se procedió a solucionar el caso y se observaron errores; la estructura no estaba unida entre sí, *Ansys* entendía que la mayoría de las vigas no estaban soldadas. Para subsanar este error y que el código entienda las uniones entre ala y alma de una sección, ambas partes deben poseer en su diseño una línea que coincida en la unión de estas. Al igual ocurre en las soldaduras entre vigas transversales y longitudinales, debe existir una línea de unión común en la zona donde se cruzan ambas vigas.

Se emplea la herramienta "*Workplane*" con la que se crea un sistema de referencia móvil con el que resulta más sencillo realizar operaciones en el diseño del modelo ya construido. Se van a realizar divisiones de áreas, para que en lugares donde una viga contacta con otra haya una línea común para ambas vigas.

A continuación, utilizando la herramienta “Merge items”, todas las geometrías que comparten dos líneas en el mismo espacio se unen creando una sola, de esta forma el programa reconoce las uniones como soldadas.

La dificultad para conseguir la geometría de este modelo es elevada, y con la interfaz de diseño de geometría de Ansys aparecían numerosos fallos en las uniones, los cuales se han conseguido subsanar, no sin dificultad.

Se muestra en la figura 89 la geometría del modelo espacial (apartado 3.3.) finalizada, con la que se va a proceder a analizar las diferentes hipótesis de este apartado.

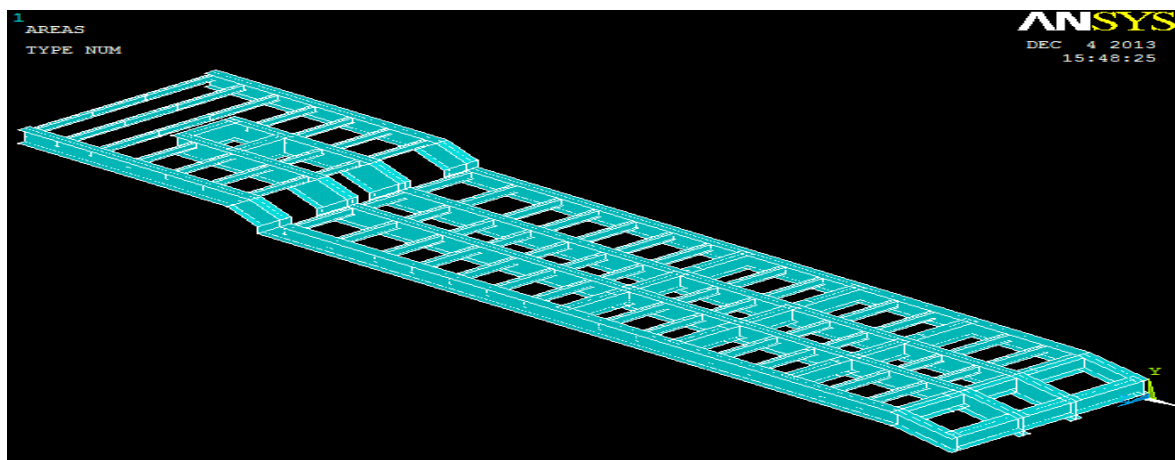


Figura 89: Geometría del modelo espacial con elementos SHELL 43.

Al realizar el modelo se han realizado las siguientes simplificaciones.

- En la zona del bulón, las vigas se apoyan en una placa metálica de pequeño espesor que se engrasa y apoya sobre la cabeza tractora. Esta superficie es la que realmente realiza la labor de contacto en la zona del bulón. Se establece en el modelo que la superficie que apoya directamente en este punto es la del entramado de vigas, ya que es la que realiza realmente la labor resistente.
- Como se observa en la figura 8 del apartado 2.2.2., las vigas transversales de la cama de la góndola quedan a menor altura que las longitudinales. La carga se transmite a las vigas transversales a través de la placa metálica de sustentación que existe sobre el entramado de vigas, como se explicó en el apartado 2.2.7. Ésta no se detalla en el diseño y se considera que la carga se dispone directamente sobre las vigas.
- Como se explicó en el apartado 2.2., los refuerzos en las vigas longitudinales de la cama y la reducción de la sección de las vigas longitudinales exteriores en la zona de los neumáticos no se van a diseñar para simplificar la geometría del modelo.

3.3.1. Hipótesis de peso propio + Máxima carga autorizada repartida uniformemente por la cama.

En esta hipótesis se analiza el modelo con la carga distribuida uniformemente por toda la cama, repartiendo la carga sobre los nodos del modelo. Al comprobar esta hipótesis se asegura que la estructura esté preparada para soportar los esfuerzos en una situación estándar de circulación y para una geometría ideal de la carga, repartida por toda la cama de manera uniforme.

En esta primera hipótesis se van a comprobar las similitudes con los resultados de la simulación del apartado 3.2.1.1., en el cual se aplicó la misma disposición de cargas y apoyos. Va a servir para comprobar la validez del modelo anterior, cuyos resultados no deberían sufrir grandes variaciones pese a la inclusión de detalles en las vigas.

La distribución de la carga por cada nodo es la misma que para el apartado 3.2.1.1. y es la siguiente.

$$N_{nodo} = 491840,13 \text{ N} / 68 \text{ nodos} = 7232,94 \text{ N/nodo}$$

Se muestra a continuación la disposición de carga y apoyos sobre el modelo (ver figura 90).

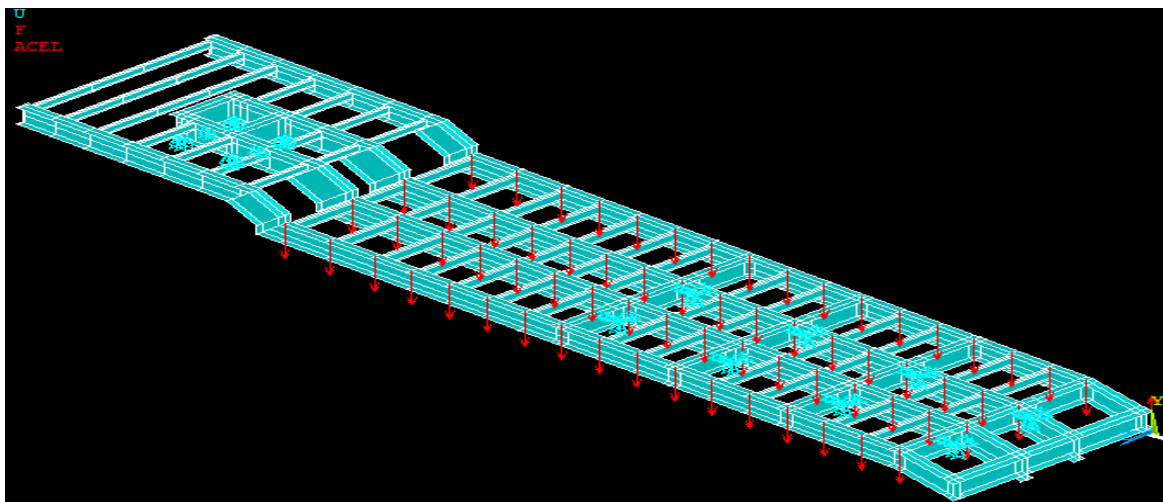


Figura 90: Distribución de carga y apoyos hipótesis 3.3.1.

Se resuelve el caso y se muestran los resultados en cuanto a distribución de tensiones y movimientos en la estructura en las figuras 91, 92 y 93.

- Tensión Von Mises:

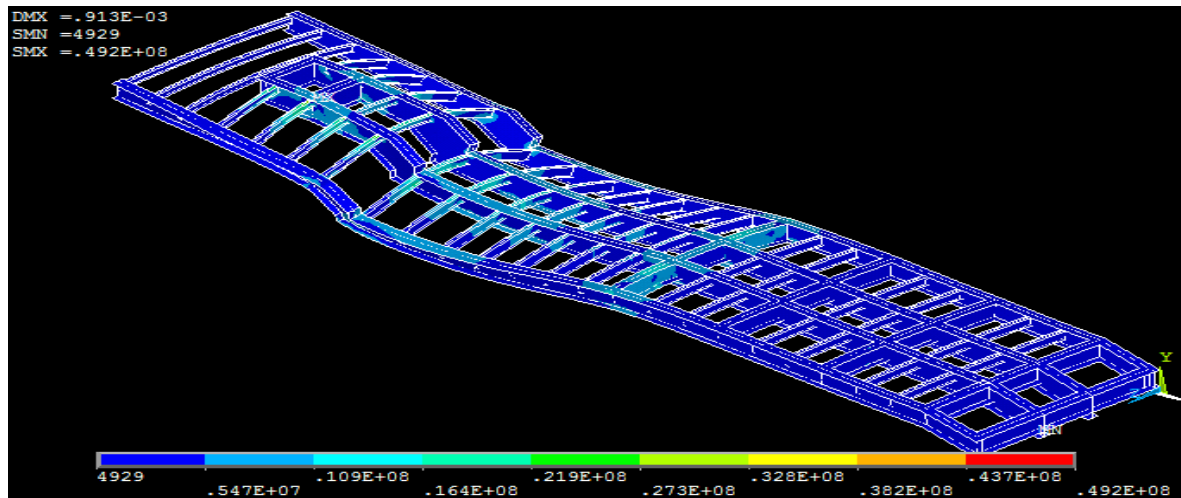


Figura 91: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.3.1.

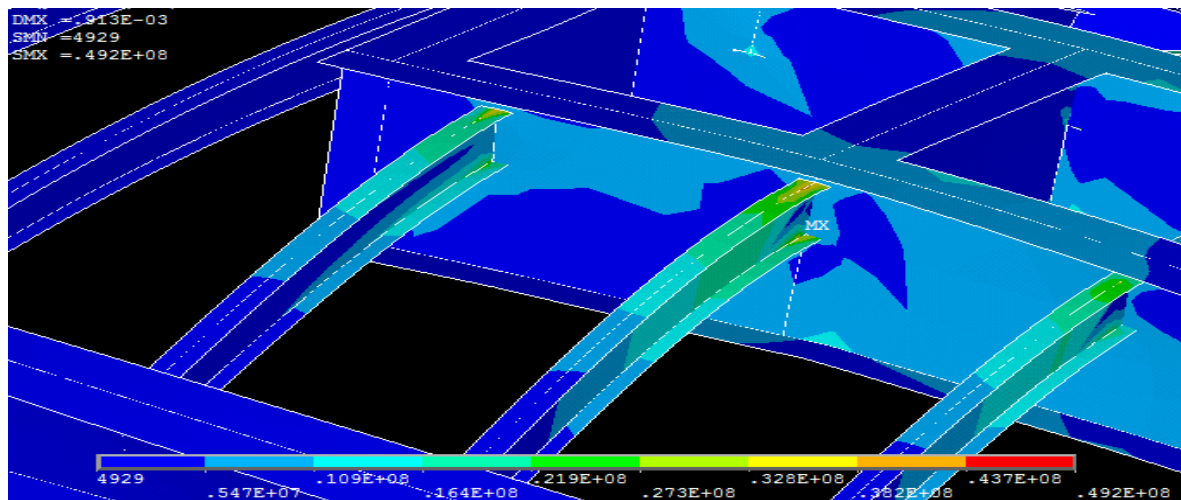


Figura 92: Detalle tensión Von Mises 3.3.1.

- Desplazamientos:

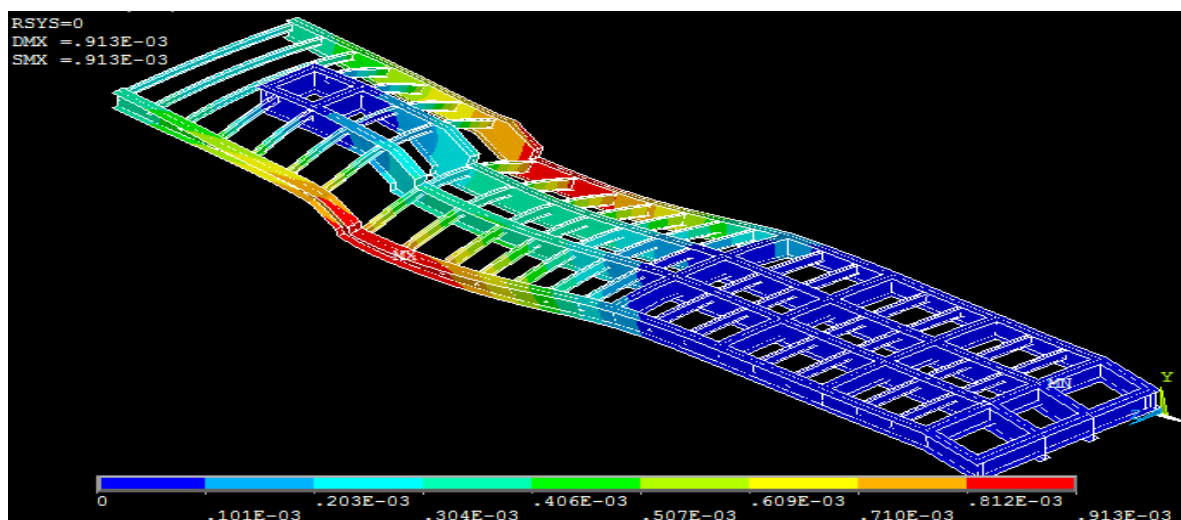


Figura 93: Desplazamientos hipótesis 3.3.1.

Los valores máximos de tensión se alcanzan en las uniones de las vigas transversales del cuello con las vigas longitudinales interiores, particularmente, el valor máximo es de 49,2 MPa y se alcanza en la soldadura donde se unen el ala y el alma de la segunda viga transversal del cuello con el entramado de vigas del apoyo delantero, como se observa en la figura 92.

En general, con esta disposición se experimentan tensiones más elevadas en la parte delantera de la cama que en el resto de la cama, tanto en las vigas longitudinales como en las transversales, en concreto, en las zonas cercanas a las uniones de éstas últimas con las vigas longitudinales interiores. También sufre valores altos de tensión la viga transversal de mayor sección donde se sitúa el primer apoyo trasero (ver figura 91).

El desplazamiento máximo se da en las vigas longitudinales exteriores de la parte delantera de la cama de la góndola y en la unión del cuello con la góndola, se alcanza un valor máximo de 0,913 mm (ver figura 93).

3.3.1.1. Conclusión de la hipótesis.

Las zonas de máximos movimientos de esta hipótesis en este modelo se producen en las mismas zonas que en el modelo anterior (apartado 3.2.1.1.). Respecto a las tensiones, las zonas de mayor sufrimiento coinciden, siendo éstas, las vigas transversales del cuello y del principio de la cama, sin embargo, el valor máximo no aparece en la misma viga que en la simulación realizada para el modelo plano, esto es debido a la inclusión de detalles en la geometría de las uniones.

En la figura 91, se puede observar que la distribución de tensiones para esta hipótesis es similar a la obtenida en el modelo plano (ver figura 54), para la distribución de cargas simulada en esta hipótesis. Lo mismo ocurre para los desplazamientos (ver figuras 93 y 56).

De este modo se cerciora que los cálculos del modelo anterior son significativos en cuanto a desplazamientos y aproximados en relación a las tensiones; se puede dar por válido el diseño del modelo plano para analizar esta hipótesis de carga.

Los resultados en cuanto a desplazamientos son ligeramente superiores para este modelo, debido a detalles geométricos obviados en la realización del modelo anterior. Los desplazamientos máximos varían de un modelo a otro en 0,3 milímetros. Esta diferencia es justificable por la simplificación de geometría realizada en el modelo anterior.

En cuanto a los resultados de tensión, al diseñarse los detalles de las soldaduras de las vigas se aprecian diferencias frente al modelo anterior. El valor máximo de tensión para este modelo es de 49,2 MPa frente a los 39,1 MPa alcanzados en la hipótesis 3.2.1.1. Esta variación era de esperar al incluir detalles en la geometría de las vigas y los apoyos, debido a que con este modelo se aprecian las tensiones en las diferentes partes del perfil de la viga, mientras que en el modelo lineal obteníamos una tensión media para todo el perfil.

Los resultados a pesar de ser más críticos en ningún caso superan los límites de integridad estructural del acero empleado, por tanto, se puede asegurar que para esta hipótesis de circulación con la carga repartida uniformemente por toda la cama y suponiendo que no hay desplazamiento lateral de la carga, pérdida de apoyos o fuerzas horizontales de frenada, la estructura va a soportar los esfuerzos a los que se vea sometida.

3.3.2. Hipótesis de peso propio + Máxima carga autorizada repartida sobre la parte trasera de la cama de la góndola.

En esta hipótesis se analiza el nuevo modelo con la carga distribuida en la mitad trasera de la cama, se comprueba con esta hipótesis la equivalencia con la hipótesis 3.2.2.2 del modelo anterior. Se distribuye la carga en la mitad trasera de la cama, debido a que en caso de tener una carga que no pueda ser distribuida uniformemente por toda la superficie de la cama, como se desarrolló en la citada hipótesis, es preferible estructuralmente distribuirla sobre la parte trasera de ésta.

Se realiza la hipótesis con la carga máxima distribuida en los nodos de las uniones de las vigas longitudinales con las 9 vigas transversales de la parte trasera de la cama, se tiene como en la hipótesis señalada, la carga por nodo siguiente.

$$N_{nodo} = 491840,13 \text{ N} / 36 \text{ nodos} = 13662,23 \text{ N/nodo}$$

En la figura 94 se muestra la distribución de carga y apoyos sobre la góndola para esta hipótesis.

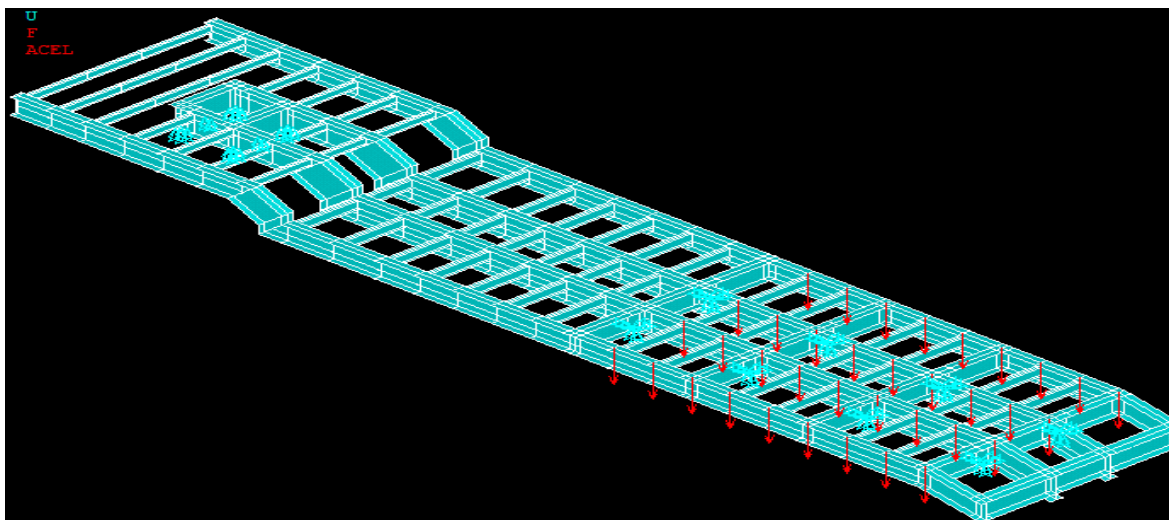


Figura 94: Distribución de cargas y apoyos hipótesis 3.3.2.

Se resuelve la hipótesis y se muestran los resultados en cuanto a distribución de tensiones y movimientos en la estructura en las figuras 95, 96 y 97.

- Tensión Von Mises:

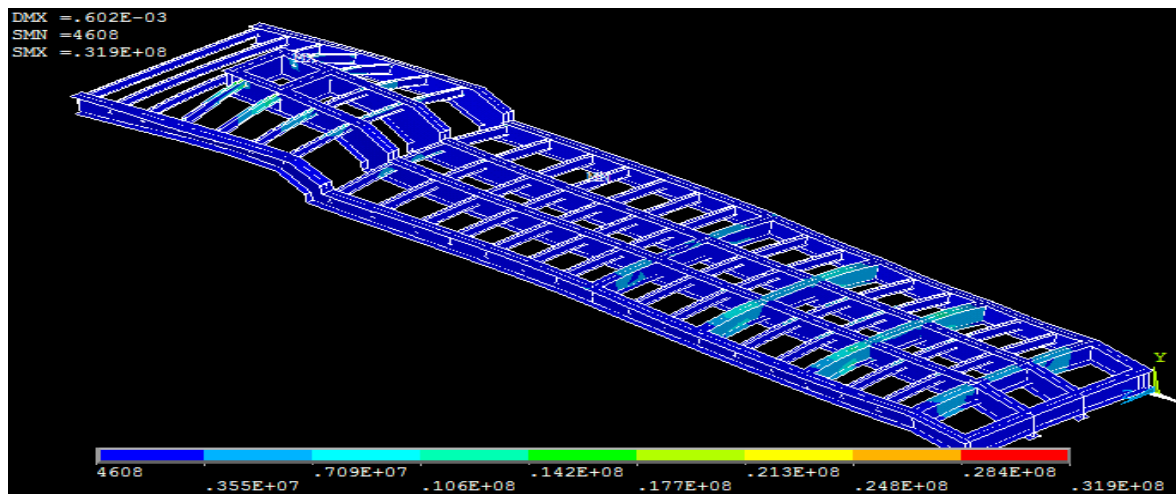


Figura 95: Distribución de tensiones Von Mises hipótesis 3.3.2.

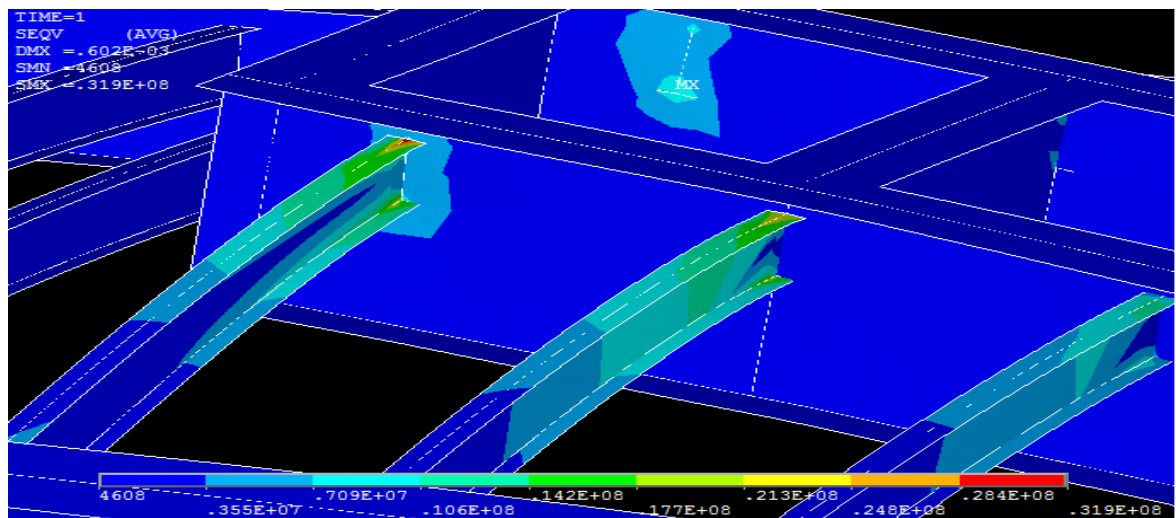


Figura 96: Detalle de tensión Von Mises hipótesis 3.3.2.

- Desplazamientos:

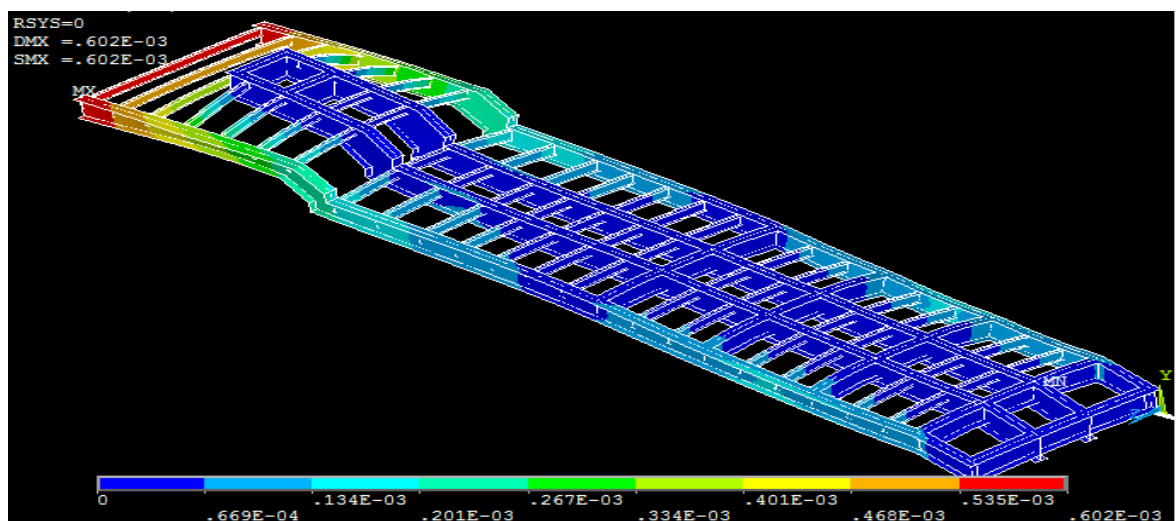


Figura 97: Desplazamientos hipótesis 3.3.2.

La máxima tensión se alcanza en las vigas transversales del cuello de la góndola, en concreto en la soldadura de éstas con las vigas longitudinales interiores. Como se observa en la figura 96 el máximo valor es de 31.9 MPa y se da en la unión del ala con el alma.

Como se esperaba, las soldaduras son las zonas donde se alcanzan las máximas tensiones. Con este nuevo modelo se comprueba que la parte del perfil que más sufre es la unión del ala con el alma.

Con esta disposición de cargas, las vigas transversales de mayor sección, donde se encuentran los apoyos traseros, también experimentan tensiones elevadas, debido a que la carga se sitúa sobre la mitad trasera de la cama, donde se encuentran todos los apoyos (ver figura 95).

Los mayores movimientos en esta hipótesis se dan en la parte delantera del cuello, en concreto en las vigas del comienzo del cuello que se encuentran en voladizo. El máximo valor que se alcanza es de 0,6 mm y se da en el extremo de las vigas longitudinales exteriores como se observa en la figura 97.

Los resultados en cuanto a tensión y movimientos disminuyen al disponer la carga sólo sobre la parte trasera de la cama, puesto que se reducen los desplazamientos en la mitad delantera de la cama y las tensiones en las vigas transversales del cuello, zonas donde se producían los resultados más desfavorables en la hipótesis anterior.

3.3.2.1. Conclusión de la hipótesis.

Se ha comprobado que si se tiene que repartir la carga sobre la cama, de manera que no se pueda disponer uniformemente por toda ella, es conveniente hacerlo sobre la parte trasera de ésta, puesto que se disminuyen los esfuerzos y desplazamientos máximos.

Al verificar esta hipótesis queda también demostrado que para una carga con pequeña geometría como a la que se expuso la góndola en el apartado 3.2.2.3., la estructura también va a soportar los esfuerzos a los que se ve sometida, situando la carga siempre centrada y en la parte trasera de la cama.

Sólo se ha simulado para este modelo la hipótesis de carga en la mitad trasera de la cama, puesto que se simuló en el modelo anterior la hipótesis con una geometría pequeña situada en la mitad trasera de la cama y los resultados fueron menos desfavorables que para la hipótesis que se ha simulado en este modelo. Simulando la hipótesis más desfavorable de los dos y habiendo

comprobado que cumple las especificaciones, se garantiza que la estructura soporta los esfuerzos de ambas hipótesis.

Al comparar los resultados de esta misma hipótesis para este modelo y para el modelo plano (hipótesis 3.2.2.2.) se observa que los resultados son ligeramente más desfavorables en este modelo, pero las zonas de mayores esfuerzos de tensión (ver figuras 70 y 95) y desplazamientos (ver figuras 72 y 97) son las mismas. Las pequeñas diferencias en los resultados se justifican por la inclusión de detalles en ciertas zonas de la estructura y en las uniones entre vigas.

Se puede dar validez al modelo simplificado plano para analizar esta hipótesis ya que los resultados que proporciona son muy aproximados al modelo de detalle, si se tiene en cuenta que no se diseñan determinados detalles que hacen variar ligeramente los resultados.

Para esta hipótesis con la carga repartida uniformemente en la parte trasera de la cama y suponiendo que no hay desplazamiento lateral de la carga, pérdida de apoyos o fuerzas horizontales de frenada, la estructura va a soportar los esfuerzos a los que se vea sometida.

3.3.3. Hipótesis de peso propio + Máxima carga autorizada repartida sobre la parte trasera de la cama de la góndola + pérdida de apoyos.

Con esta hipótesis se comprueba para el nuevo modelo la hipótesis ya calculada en el apartado 3.2.3.3 del modelo anterior, donde se dispuso la máxima carga sobre la parte trasera de la cama y se simuló una situación de fallo de todos los apoyos traseros de un lateral de la estructura.

En el modelo anterior esta hipótesis se encontraba fuera de los límites de integridad estructural marcados para el proyecto, por lo que se debe analizar en este modelo de mayor fidelidad para poder dar validez a la estructura diseñada.

La carga se va a disponer con la misma distribución que en el caso anterior, quedando la carga por cada nodo siguiente.

$$N_{nodo} = 491840,13 \text{ N} / 36 \text{ nodos} = 13662,23 \text{ N/nodo}$$

La situación de cargas y apoyos en esta hipótesis es la siguiente (ver figura 98).

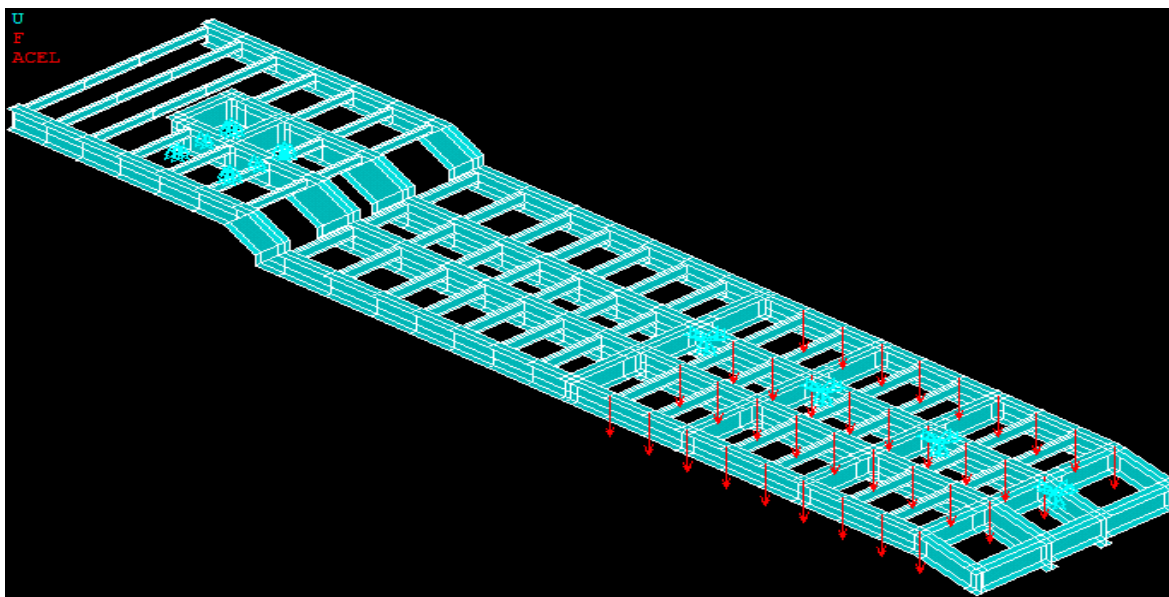


Figura 98: Distribución de cargas y apoyos hipótesis 3.3.3.

Se simula la hipótesis y se muestran los resultados en cuanto a distribución de tensiones y movimientos en las figuras 99, 100 y 101.

- Tensión Von Mises:

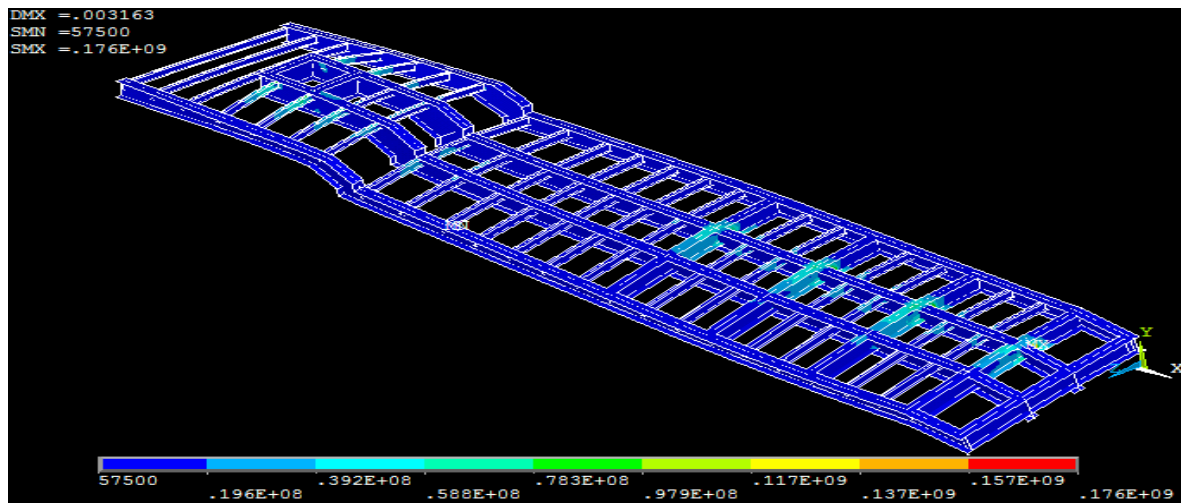


Figura 99: Distribución tensiones Von Mises hipótesis 3.3.3.

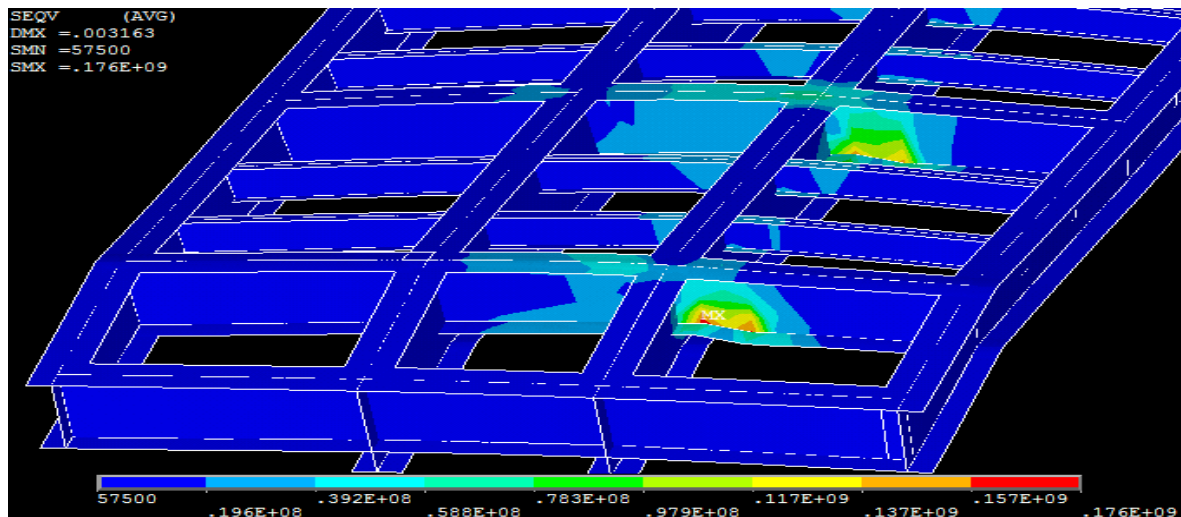


Figura 100: Detalle tensión Von Mises hipótesis 3.3.3.

- Desplazamientos:

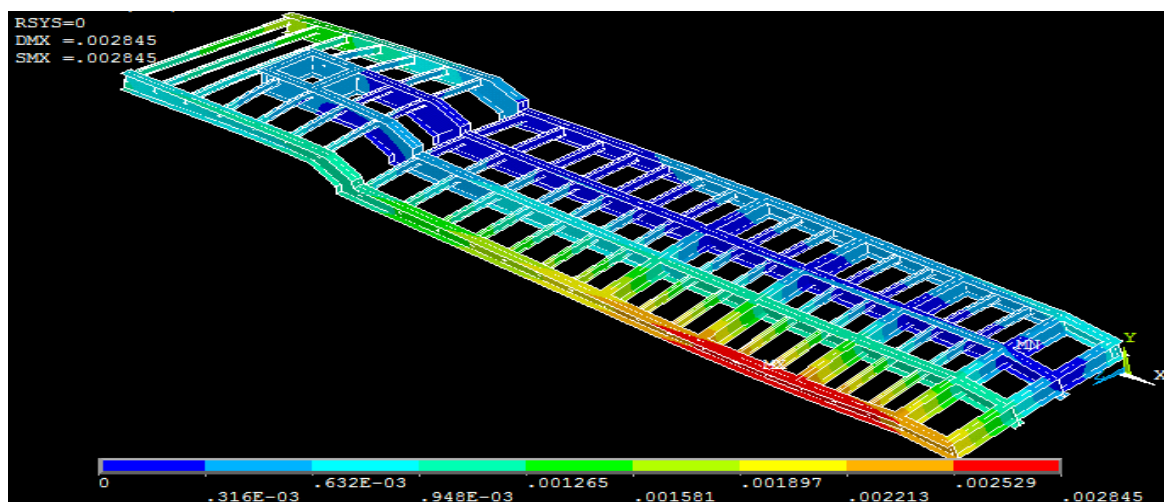


Figura 101: Desplazamientos hipótesis 3.3.3.

La máxima tensión se alcanza en las vigas donde se sitúan los apoyos traseros. En concreto el valor máximo se sitúa en la viga del último apoyo de la cama donde se alcanza un valor de 176 MPa. Como se aprecia en la figura 100, es en la parte baja del alma donde se produce el valor crítico, aparentemente en el extremo interior de la superficie de apoyo.

En general las tensiones son elevadas a lo largo de las vigas transversales de mayor sección de la cama donde se sitúan los apoyos, no únicamente en la zona del apoyo. Debido a la rigidez que aportan los apoyos traseros y al giro que se produce en la estructura, motivado por el desplazamiento en el lado de la cama de la góndola que pierde los apoyos, las vigas situadas sobre los apoyos experimentan fuertes tensiones. Como se aprecia en la figura 100, las vigas transversales donde se sitúan los apoyos sufren las tensiones más desfavorables.

Además las vigas transversales del cuello de la góndola continúan siendo lugares de elevadas tensiones, en esta simulación son superadas por las que aparecen en los apoyos traseros (ver figura 99).

Los máximos desplazamientos se producen en la viga longitudinal exterior del final de la cama, en el lado donde se produce la pérdida de apoyos. En concreto el valor máximo alcanzado es de 2,84 mm y se puede observar su situación en la figura 101.

En la hipótesis del modelo anterior equivalente a esta disposición de cargas (apartado 3.2.3.3.) el máximo desplazamiento se encontraba en estas vigas pero en el extremo final de la cama, al contrario que para este modelo que se encuentra en una posición intermedia en la viga. Otra diferencia se encuentra en el valor del desplazamiento máximo, que para la hipótesis mencionada alcanzaba los 7,2 mm y para este caso es de 2,84 mm (ver figuras 87 y 101).

Para esta simulación y en este modelo se cumplen los requisitos estructurales establecidos en cuanto a tensiones y desplazamientos.

3.3.3.1. Conclusión de la hipótesis.

Los resultados no se corresponden con los obtenidos en el apartado 3.2.3.3. del modelo anterior, correspondiente a la hipótesis semejante a ésta.

Las tensiones máximas pasan a situarse en las vigas transversales de la zona de los apoyos, este hecho no se apreciaba en el modelo anterior puesto que no se detallaban estas zonas, si no que estaban simplificadas a un “nodo”.

Además cabe destacar que el valor máximo de tensión, además de cambiar su lugar de aparición entre ambos modelos, ha aumentado de 66 MPa a 176 MPa, colocando a la estructura en una situación más crítica cuando se produzca una pérdida de apoyos traseros.

Las tensiones en las vigas transversales del cuello continúan situándose en torno a los 60 MPa, como en la hipótesis simulada en el modelo 3.2. Se puede afirmar por tanto que en esta zona los resultados no se ven afectados al utilizar el modelo anterior.

Por el contrario, las tensiones si se ven afectadas en las vigas donde se sitúan los apoyos traseros. Como se adelantó en las conclusiones del modelo anterior, al detallar la geometría real de las superficies de los apoyos, la rigidez aumenta, provocando que las tensiones en estas zonas se conviertan en las críticas de la hipótesis, circunstancia que no se reflejaba con el modelo plano.

Los movimientos máximos se producen en la parte final de la viga longitudinal exterior en el lado donde se produce la pérdida de apoyos, pero en concreto el máximo no se alcanza en el punto final de la góndola, como en los resultados de esta hipótesis para el modelo anterior, si no que se alcanza en una posición más centrada en la viga. Esto también es provocado por el aumento de rigidez del modelo al detallar el diseño de los apoyos traseros.

Los valores de los máximos desplazamientos también se ven afectados, pero por el contrario, el aumento de rigidez provoca en los desplazamientos una importante reducción en las zonas donde los resultados eran más desfavorables, hasta situarse, en el nuevo modelo, en valores admisibles para la integridad estructural de la góndola.

Los resultados obtenidos en el modelo anterior (modelo plano) para esta hipótesis no son correctos, puesto que la rigidez que aportan los apoyos traseros no es reflejada debido a la simplificación realizada en las zonas de los apoyos. Como se ha demostrado, las tensiones reales son mayores al aumentarse la rigidez y los desplazamientos son menores al reducirse la movilidad.

Por tanto el modelo anterior no es válido para analizar un caso de pérdida de apoyos laterales en la cama de la góndola, y el modelo plano no permite apreciar correctamente los resultados cuando aparecen tensiones torsionales en la estructura.

Finalmente, queda añadir que se ha comprobado con este modelo detallado que la estructura es capaz de soportar pérdidas de apoyos traseros en todo un lateral de la cama en momentos puntuales de circulación, puesto que no se pone en peligro su integridad estructural.

Esta hipótesis es la más grave que se ha simulado y aun así la estructura contaría con un coeficiente de seguridad de 1,33 en el punto donde se alcanza la máxima tensión. Por tanto, queda demostrada la validez de la estructura de la góndola diseñada, a falta de analizar el bulón.

3.4. Modelo del bulón.

En este apartado se realiza un análisis individual del bulón para la hipótesis más desfavorable de una frenada de emergencia, situación en la que aparecen fuerzas horizontales.

Para una hipótesis de frenada, este elemento de la estructura es el que soporta mayores tensiones, como se mostró en el modelo lineal (apartado 3.1.2.). Es necesario realizar un estudio de este elemento para la más crítica hipótesis de frenada y verificar que con la sección que se establece, el bulón es capaz de soportar los esfuerzos a los que se ve sometido.

Con los resultados del primer modelo realizado (modelo lineal) se va a realizar el estudio del bulón, del cual se han obtenido las cargas a aplicar en este elemento. Éstas se obtienen de las reacciones del apoyo delantero en el modelo lineal, aun siendo un modelo de menor detalle, proporciona los datos para este análisis.

Para realizar el modelo, se separa el bulón del resto de la estructura y se simplifica su geometría. El modelo se reduce a un voladizo empotrado en su extremo superior, punto que simboliza la unión del bulón a la góndola. Se representa en la figura 102 el modelo, acotado con las fuerzas que intervienen y la sección del bulón definida en el apartado 2.3.

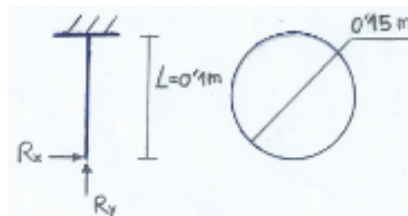


Figura 102: Simplificación modelo bulón.

Como se ha explicado, el empotramiento simboliza la unión del bulón con la góndola y el lugar donde se aplican las fuerzas sobre la viga simboliza la unión del bulón con la cabeza tractora, lugar donde aparecen las fuerzas en una situación real de frenada.

Como se sabe por la teoría de Resistencia de Materiales [15], el lugar dónde se van a encontrar los esfuerzos máximos, y por tanto mayores tensiones, es el empotramiento. Va a ser aquí donde se calculen las tensiones, puesto que es la sección crítica.

La reacción vertical del sistema coincide en el eje "y" con el eje de revolución del bulón. Esta carga actúa como axil, que es constante sobre todo el elemento y genera una tensión normal sobre éste.

La tensión debida al axil se obtiene con la siguiente ecuación (ecuación [7]) de la resistencia de materiales. [15]

$$\sigma_{\text{debida a axil}} = \frac{R_y}{\Omega} \quad (7)$$

- Donde $\sigma_{\text{debida a axil}}$ es la tensión que soporta el bulón debido a las fuerzas axiales.
- Donde R_y es la reacción vertical obtenida del modelo lineal en el primero apartado de este capítulo, y que aparece debido al peso dispuesto sobre la estructura.
- Donde Ω es la sección del bulón.

La reacción horizontal genera en el bulón esfuerzos por flexión que provocan tensiones normales y esfuerzos cortantes que dan lugar a tensiones tangenciales en su superficie.

La tensión normal debida a las cargas que generan esfuerzos de flexión se calcula con la siguiente ecuación (ecuación [8]) de la resistencia de materiales. [15]

$$\sigma_{\text{debida a flector}} = \frac{R_x \cdot L \cdot r}{I_y} \quad (8)$$

- Donde $\sigma_{\text{debida a flector}}$ es la tensión que soporta el bulón debido a las cargas que crean esfuerzos flectores.
- Donde R_x es la reacción horizontal debido al efecto de la frenada, calculada por la teoría de dinámica de vehículos y cuyo valor se obtiene del modelo lineal en el primer punto de este capítulo.
- Donde L es la longitud del bulón, que coincide con la distancia de la aplicación de la carga hasta el punto donde los esfuerzos son máximos (empotramiento).
- Donde r es la distancia del centro de gravedad de la sección al extremo que, en este caso, coincide con el radio del bulón.
- Donde I_y es el momento de inercia en el eje “y” de la sección del bulón.

La tensión tangencial que genera el esfuerzo cortante se alcanza con la siguiente ecuación (ecuación [9]) de la teoría de resistencia de materiales. [15]

$$\tau_{xy} = \frac{Q_x \cdot m_y^*}{b \cdot I_y} \quad (9)$$

- Donde τ_{xy} es la tensión tangencial que aparece en el bulón, debido a la reacción horizontal provocada por la fuerza de frenado.

- Donde Q_x es el cortante que actúa sobre la sección del bulón, que en este caso coincide con la reacción horizontal R_x .
- Donde m_y^* es el momento estático de la sección del bulón.
- Donde b coincide, en este caso, con el diámetro de la sección del bulón.
- Donde I_y es el momento de inercia en el eje “y” de la sección del bulón.

Una vez se tiene la tensión normal debido al axil y al flector y la tensión tangencial debido al cortante, para poder sumar ambos tipos de tensiones, como se conoce por la teoría de la elasticidad, se requiere emplear un método para obtener la resultante.

Se emplea la ecuación de la tensión equivalente de Von Mises (ecuación [10]) para obtener la tensión resultante en el empotramiento del bulón. [15]

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (10)$$

- Donde σ_{VM} es la tensión equivalente de Von Mises.
- Donde σ es la suma de las tensiones normales.
- Donde τ es la tensión tangencial.

Se va a analizar el modelo para el caso de frenada de emergencia más crítico. A continuación se detallan los cálculos para esta hipótesis y se analizan los resultados obtenidos.

3.4.1. Hipótesis de peso propio + máxima carga admisible distribuida uniformemente + frenada de emergencia.

Se va a estudiar el modelo con las reacciones obtenidas en el capítulo 3.1.2.2., ya que provocaban las reacciones de mayor valor en el bulón, asegurando de este modo, analizar el elemento en la situación más crítica posible.

En la hipótesis mencionada se obtuvieron unas reacciones con los siguientes valores.

$$R_x = 1,26 \cdot 10^5 \text{ N} \quad R_y = 9,36 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Para estas reacciones se obtienen las tensiones siguientes, empleando las ecuaciones [7], [8] y [9] expuestas anteriormente.

$$\sigma_{\text{axil}} = \frac{9,36 \cdot 10^4 \text{ N}}{\pi \cdot 75^2 \text{ mm}^2} = 5,3 \text{ MPa} \quad (7)$$

$$\sigma_{\text{debida a flector}} = \frac{1,26 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 0,1 \text{ m} \cdot 0,075 \text{ m}}{2,49 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4} = 37,95 \text{ MPa} \quad (8)$$

$$\tau_{xy} = \frac{1,26 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,075^2 \text{ m}^2}{2} \cdot \sqrt{\frac{8}{3}} \cdot 0,75 \text{ m}^2 \right)}{(2 \cdot 0,075 \text{ m}) \cdot 2,49 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4} = 133,3 \text{ MPa} \quad (9)$$

Al producirse las tensiones en diferentes zonas de la sección, éstas no se pueden sumar directamente. Como se ha comentado, se emplea la tensión equivalente de Von Mises (ecuación [10]) para obtener la tensión equivalente.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(5,3 + 37,95)^2 + 3 \cdot (133,3)^2} = 234 \text{ MPa} \quad (10)$$

Con esta geometría del bulón, la tensión máxima que recibe, para la situación de frenada más crítica posible, es de 234 MPa y se alcanza en la unión con el resto de la estructura (la soldadura realiza función de empotramiento, ahí es donde aparecen las mayores tensiones).

Para asegurar la integridad estructural del bulón se va a seleccionar un material más resistente que el empleado para el resto de la estructura, puesto que en este elemento se alcanzan resultados más desfavorables de tensión.

3.4.1.1. Conclusión de la hipótesis.

Se comprueba que el bulón es la parte de la estructura que mayores tensiones sufre. Esta situación ocurre cuando aparecen fuerzas horizontales de frenada, ya que es el bulón el que absorbe las cargas horizontales.

Las máximas tensiones del bulón, en una situación de frenada, aparecen en la unión de este elemento con el resto de la góndola, ya que esta zona realiza la función de empotramiento.

También se comprueba que el bulón sufre tensiones muy cercanas o incluso superiores al límite elástico del material empleado para la construcción del resto de la góndola, se toma la decisión de diseñar este elemento con un material de mayor resistencia.

El bulón, por tanto, se va a fabricar con acero S 355 JO que tiene un límite elástico de 355 MPa, en lugar del S 235 JO empleado para el resto de la estructura. De esta manera se deja un margen de seguridad de $n=1,5$ en el bulón, garantizando que este elemento soporte cualquier sollicitación a la que se pueda ver sometido en su funcionamiento.

No se construye toda la estructura con este elemento más resistente para evitar costes de fabricación mayores.

El modelo que se ha construido para garantizar la integridad estructural del bulón no se ha realizado incluyendo detalles. Pero al utilizar un material de mayor resistencia, se tiene un coeficiente de seguridad de 1,5, con lo se garantiza con mayor seguridad que cumpla las sollicitaciones estructurales.

4. CONCLUSIONES.

Las conclusiones hacen referencia a los objetivos. Se determina en este capítulo si se han alcanzado los objetivos marcados al inicio del proyecto. También se analiza globalmente la validez de la estructura y se concluye si se verifican los requerimientos estructurales para su fabricación e utilización.

➤ ***Sobre la validez del diseño.***- Queda demostrada la integridad estructural de la góndola por los modelos realizados y las hipótesis desarrolladas en el siguiente proyecto. Para ello se utilizarán dos tipos diferentes de materiales, uno para el bulón y otro para el resto de la estructura. Se tendrá un coeficiente de seguridad en el bulón de 1,5 y en el resto de la estructura el mínimo coeficiente de seguridad es de 1,33, en el caso de que se produjera la pérdida total de un lateral de apoyos traseros.

➤ ***Sobre la idea de utilizar modelos de complejidad creciente.***- Se ha podido comprobar con el desarrollo de este proyecto que, a pesar de simplificar en gran medida una estructura, hacerlo con criterio y sentido ingenieril y analizando los resultados resulta útil para sacar conclusiones de un modelo y comprender las zonas que soportan mayores esfuerzos en una estructura sin tener que construir un modelo complejo. Se defiende esta idea debido a que tener que analizar y corregir los errores de un modelo complejo es mucho más complicado que hacerlo en primera instancia en modelos más sencillos, antes de pasar a desarrollar la estructura detallada.

Realizar modelos más sencillos puede ser útil también para conocer los esfuerzos de una parte de la estructura separándola del resto para evitar diseños más elaborados, como el modelo del bulón que se ha desarrollado en este proyecto.

Queda justificado, como conclusión de los resultados obtenidos, la realización de modelos de complejidad creciente para ir adquiriendo resultados válidos de la estructura, desde bocetos sencillos hasta afinar los modelos con diseños más fieles a la estructura real.

➤ ***Sobre los puntos débiles de un camión-góndola.***- Se ha comprobado que los puntos débiles de la estructura de un camión-góndola son principalmente: el bulón, cuando aparecen fuerzas horizontales de frenada, la parte delantera del cuello que se encuentra en voladizo, la parte delantera de la cama de la góndola, donde aparecen los mayores desplazamientos y las zonas de los apoyos traseros, cuando alguno de los otros apoyos traseros se pierde por circunstancias de circulación.

➤ ***Sobre la posición de la carga sobre la estructura.***- Se han analizado diferentes formas de disponer la carga durante el desarrollo del proyecto. Las conclusiones a las que se han llegado es que, siempre que sea posible, la carga se debe repartir sobre la parte trasera de la cama, para evitar mayores desplazamientos en la parte delantera de la cama donde no hay apoyos y de la manera más centrada posible, para evitar torsiones como las que se aparecen con la pérdida de apoyos traseros. En el caso de tener una geometría muy reducida, la carga se debe colocar en la parte trasera de la cama entre dos apoyos para repartir los esfuerzos.

Se debe evitar disponer la carga en los laterales de la cama o que esta se desplace en las curvas fijándola bien, para evitar torsiones e incluso pérdida de apoyos porque se levante ligeramente la estructura y el neumático pierda contacto con el asfalto.

➤ ***Sobre el diseño de uniones y soldaduras.***- Se ha comprobado que son las zonas donde se concentran las tensiones. Con la carga distribuida por la cama, son las uniones de las vigas transversales con las longitudinales donde se sitúan las tensiones críticas. En el bulón, la máxima tensión aparece en la soldadura de este elemento con el resto de la estructura.

➤ ***Sobre la pérdida de uno o varios apoyos traseros.***- Esta circunstancia provoca elevadas torsiones en la estructura, debido a que toda la carga se sustentaría sobre un lateral. En esta circunstancia se ha comprobado que la zona de los apoyos traseros experimentan grandes tensiones y los desplazamientos producidos en un lateral de la cama son mayores. A pesar de esto, se ha verificado que los resultados se encuentran dentro de los límites establecidos.

➤ ***Sobre las situaciones de frenada de emergencia.***- Se ha estudiado la estructura para esta circunstancia en un modelo sencillo y se ha comprobado que es el bulón (elemento de enganche con la cabeza tractora) el que soporta las fuerzas horizontales generadas y por tanto las altas tensiones. Se crea un modelo para analizar este elemento y afrontar correctamente el material a emplear en su construcción. Se ha verificado la integridad estructural de este elemento en la situación más crítica posible de frenada aplicándole un acero de mayor resistencia al del resto de la estructura, de este modo se le asigna un coeficiente de seguridad mayor para evitar riesgos.

➤ **Respecto a las alternativas de diseño.**- En relación a disponer en la cama uno, dos o tres ejes traseros en la cama, se ha justificado la elección de construir la góndola con tres ejes debido a la inestabilidad del vehículo al contar con menor número de apoyos traseros, lo que conllevaría mayor facilidad de pérdida de los apoyos traseros en circunstancias de circulación. Además se ha demostrado que los desplazamientos en la cama son del orden de cinco y tres veces mayores al diseñarla con uno o dos ejes respectivamente, frente a la alternativa seleccionada.

También se ha concluido, en cuanto a las alternativas de disposición de la carga, que cuando ésta no se pueda distribuir uniformemente por toda la cama de la góndola, la mejor manera de disponerla es sobre la mitad trasera de la góndola y siempre en una posición centrada y no en los laterales, de este modo para se producirán menores tensiones y desplazamientos en la estructura.

5. PRESUPUESTO.

En este capítulo se va a presentar un presupuesto de realización del presente proyecto. Los costes se van a agrupar en dos categorías diferentes.

- Costes de personal.
- Costes en herramientas (materiales y códigos de M.E.F.).

Cabe destacar que no se van a tener en cuenta costes derivados de dietas y desplazamientos ni gastos en consumibles de oficina, como pueden ser encuadernaciones o impresiones.

El coste derivado se va a expresar en euros aportándose dos decimales a cada valor. En caso de ser requerido se redondeará al alza.

Costes de personal:

Para estimar el coste de personal se va a tener en cuenta que el proyecto se desarrolla en la Comunidad de Madrid, con lo que se va a usar el Convenio Colectivo Siderometalúrgico regulador de esta comunidad. El convenio regulador establece en 1764 horas la jornada laboral en Madrid, dato necesario para saber el precio/hora del personal requerido. A continuación se detalla el presupuesto por oficio (ver tabla 3). [16]

Categoría	Sueldo bruto anual	horas anuales (por convenio)	Horas de dedicación al proyecto	Total
Ingeniero Senior	35.000,00 €	1764	20	396,83 €
Ingeniero Junior	26.353,95 €	1764	350	5.228,96 €
Total gastos de personal				5.625,78 €

Tabla 3: Coste del personal.

Se ha tenido en cuenta la categoría superior de un Ingeniero Senior que hace referencia al tutor del proyecto. Para el alumno se ha estimado el sueldo mínimo de un ingeniero titulado por convenio.

Coste en herramientas (de fabricación, materiales y códigos de M.E.F.):

Se detallan a continuación los costes en las herramientas de cálculo y los costes en los materiales para la fabricación de la góndola.

- Ordenador Windows: 300 €
- Licencia del Software de cálculo ANSYS y Abaqus/CAE: 3.000 €
- Costes materiales.

Se establecen los costes en los materiales utilizados empleando el programa de cálculo de presupuestos de estructuras metálicas de “CYPE ingenieros”. Distinguiendo entre los dos tipos de aceros empleados se tienen los siguientes costes. [17]

- *Acero estructural S 235 JO:*

Se desglosa en la tabla 4 el presupuesto por kilogramo de material del acero estructural S235 J.

Acero **S235J** en vigas, con piezas **simples** de perfiles laminados en caliente de las series IPN, IPE, UPN, HEA, HEB, HEM con uniones soldadas.

Descompuesto	Ud	Descomposición	Rend.	p.s.	Precio partida
mt07ala010b	kg	Acero laminado UNE-EN 10025 S235J, en perfiles laminados caliente, piezas simples, para aplicaciones estructurales.	1,050	0,82	0,86
mt27pfi010	kg	Minio electrolítico.	0,010	9,30	0,09
mo012	h	Oficial 1ª montador de estructura metálica.	0,012	16,71	0,20
mo033	h	Ayudante montador estructura metálica.	0,025	15,62	0,39
	%	Medios auxiliares	2,000	1,54	0,03
	%	Costes indirectos	3,000	1,57	0,05
Coste de mantenimiento decenal: 0,05 € en los primeros 10 años.				Total:	1,62

Tabla 4: Coste del kg material del acero S235 J.

Como se tiene un volumen de material de $1,76 \text{ m}^3$ (ver apartado 3.1.), entonces el peso total de este material es de 13816 Kg. Se tiene por tanto un precio total para este tipo de acero de 22.381,92 €.

- *Acero estructural S 355 JO:*

Se desglosa en la tabla 5 el presupuesto por kilogramo de material del acero estructural S355 J.

Acero **S355J** en vigas, con piezas **simples de** perfiles laminados en caliente de las series IPN, IPE, UPN, HEA, HEB, HEM con uniones soldadas.

Descompuesto	Ud	Descomposición	Rend.	p.s.	Precio partida
mt07ala010b	kg	Acero laminado UNE-EN 10025 S355J, en perfiles laminados caliente, piezas simples, para aplicaciones estructurales.	1,150	0,88	0,95
mt27pfi010	kg	Minio electrolítico.	0,012	9,35	0,10
mo012	h	Oficial 1ª montador de estructura metálica.	0,012	16,71	0,20
mo033	h	Ayudante montador estructura metálica.	0,025	15,62	0,39
	%	Medios auxiliares	2,000	1,54	0,03
	%	Costes indirectos	3,000	1,57	0,05
Coste de mantenimiento decenal: 0,05 € en los primeros 10 años.				Total:	1,72

Tabla 5: Coste del kg material del acero S355 J.

Como se tiene un volumen de material de $1,76 \cdot 10^{-3} m^3$ (ver apartado 3.1.), entonces el peso total de este material es de 13,816 Kg. Se tiene por tanto un precio total para este tipo de acero de 23,76 €.

Coste total:

Se tiene un coste total aproximado de realización del presente proyecto de 31.331,46 €. Se muestra este presupuesto desglosado en la tabla 6.

Categoría	Coste
Ingeniero Senior	396,83 €
Ingeniero Junior	5.228,96 €
Acero S235J	22.381,92 €
Acero S355J	23,76 €
Licencias	3.000,00 €
Ordenador	300,00 €
TOTAL	31.331,46 €

Tabla 6: Coste total aproximado de realización del proyecto.

6. TRABAJOS FUTUROS.

En este proyecto se han desarrollado una serie de objetivos. Quedan abiertos a estudio una serie de trabajos que se proponen analizar para desarrollo de la estructura y del proyecto.

- Estudiar la posibilidad de realizar un diseño modular con el que poder producir góndolas de mayor o menor longitud de cama en función de los requerimientos de un cliente.
- Realizar modelos detallados de la unión góndola – bulón. Analizar este elemento en detalle para conseguir unos resultados más precisos o incluso un diseño más eficiente puede suponer un ahorro económico en la utilización de un acero más económico o de menor cantidad de material.
- Estudiar la posibilidad de construcción de una superestructura a partir de la diseñada. Por requerimientos de circulación, ciertas cargas deben ser transportadas en estructuras de este tipo. Estudiar esta posibilidad ampliaría las posibilidades de la góndola, situándola en una posición más competitiva en el mercado.
- Rediseñar la estructura. Los valores máximos se encuentran dentro de los límites de tensión y desplazamiento admisibles, pero observando la distribución es posible optimizar los resultados.

Estudiar una posible reducción de las secciones, principalmente la de las vigas longitudinales, puede suponer un importante ahorro de material de construcción. A su vez, disminuir el peso de la estructura, supone un importante ahorro de combustible.

- Analizar cómo lograr que en cualquier situación de circulación al menos un apoyo trasero se mantenga, en el caso de que la góndola se vea afectada por alguna circunstancia en que los neumáticos de los ejes traseros pierdan contacto con el asfalto, es un aspecto a estudiar en proyectos futuros.

7. BIBLIOGRAFÍA.

- [1] “Historia de los camiones, omnibuses y tractores” del Ingeniero Hugo L. Agüero Alva.
- [2] Reglamento DGT de circulación para vehículos especiales.
- [3] Norma UNE para aceros de alta resistencia.
- [4] Ficha técnica góndola semejante a la diseñada.
- [5] “Procedimientos de análisis en estructuras, modelización”, apuntes de Ingeniería Estructural UC3M.
- [6] “El método de los elementos finitos”, O.C. Zienkiewicz/ Editorial Reverté, 1982.
- [7] “Introducción al método de los elementos finitos UC3M”, apuntes de Ingeniería Estructural UC3M.
- [8] “Introducción al método de los elementos finitos”, A. Carnicero/ Universidad Pontificia de Comillas.
- [9] “Empleo del método de los elementos finitos para la modelización del comportamiento a fatiga de elementos mecánicos”, Alejandro Quesada González/Tesis doctoral/Universidad Carlos III de Madrid, 2005.
- [10] Abaqus/CAE User's Manual – Simulia.
- [11] “Introducción a ABAQUS/CAE”, Maylett Y. Uzcátegui Flores, Centro Nacional de Cálculo Científico Universidad de los Andes (CeCaCULA), Venezuela.
- [12] “Simulación de un proceso de embutición mediante LS-DYNA”, Marcos Sánchez del Cura/ Universidad Carlos III de Madrid, 2007.
- [13] “Frenada de vehículos” apuntes de Teoría de Vehículos UC3M.
- [14] Manual de reconstrucción de accidentes de tráfico (MRAT).
- [15] “Apuntes de Elasticidad y Resistencia de Materiales” apuntes del Departamento de Medios Continuos UC3M.
- [16] Convenio colectivo siderometalúrgico de Madrid 2014.
- [17] CYPE ingenieros. Generación de presupuestos para estructura metálica.
- [18] Prevención de riesgos laborales asociados a la industria. Instituto nacional de seguridad e higiene en el trabajo “INSHT”.
- [19] Real Decreto 614/2001 sobre seguridad en trabajos con energía eléctrica.
- [20] Real Decreto 773/1997 sobre reglamentación de medios de protección de personal que emplee maquinarias.
- [21] Real Decreto 1215/97 sobre reglamentación de empleo de cualquier tipo de maquinaria.

ANEXO 1. PLIEGO DE CONDICIONES. NORMATIVA DE SEGURIDAD EN FABRICACIÓN Y EMPLEO. PREVENCIÓN DE RIESGOS LABORALES.

1.1. Introducción.

Este anexo se introduce con la idea de enriquecer el trabajo con los conocimientos necesarios para llevar a cabo la construcción de la góndola mecánica en la fase de fabricación y la correcta utilización de esta en los trabajos donde se requiera, en cuanto a seguridad e higiene se refiere.

Es imprescindible analizar estos procesos hoy en día por el elevado número de personas que trabajan en la fabricación de un elemento del tamaño de una góndola y por las enormes cargas con que se trabajan. En general es indispensable en cualquier proyecto de maquinaria debido al elevado número de riesgos para los trabajadores.

Se presentan las principales medidas para garantizar la seguridad del personal, en referencia al presente proyecto.

1.2. Peligros asociados a la fabricación.

En la fase de fabricación de cualquier estructura o maquinaria se ven involucrados otros equipos y maquinarias, que por motivo de los trabajos que realizan llevan asociados una serie de riesgos para los operarios que los utilizan.

En cualquier fábrica se denotan diferentes tipos de peligro para cada máquina, en función de la energía utilizada en el proceso que realizan, destacando los riesgos por: energía eléctrica, energía mecánica, electricidad estática y líquidos a presión. [18]

1.2.1. Energía Eléctrica.

La energía eléctrica es la forma de energía que aparece debido a la existencia de una variación de potencial entre dos puntos que, al ponerlos en contacto por medio de un conductor eléctrico, produce energía eléctrica.

Los principales riesgos asociados a la energía eléctrica son las descargas eléctricas por contacto directo con elementos conductores (contacto accidental con elementos que normalmente son conductores), por contacto indirecto (contacto con elementos que conducen corriente como

consecuencia de algún fallo), por quemaduras, incendios o explosiones causadas por chispas eléctricas, o por el sobrecalentamiento de equipos eléctricos.

Por ordenanza de el RD 614/2001 [19] sobre disposiciones mínimas frente a riesgos asociados a la energía eléctrica, los operarios deberán adoptar las medidas apropiadas para que la utilización de la energía eléctrica no se deriven en riesgos para la salud y seguridad de los trabajadores o, si ello no fuera posible, para que tales riesgos se reduzcan al mínimo.

Es necesario que todas las máquinas que puedan provocar este peligro vayan señalizadas con la correspondiente indicación de peligro eléctrico (ver figura 103).



Figura 103: Señal de riesgo de peligro eléctrico.

Para evitar riesgos de electrocución los operarios deberán poseer el título de Prevención de Riesgos Laborales (PRL) y actuar conforme al RD 614/2001 [19] que marca los métodos preventivos mínimos. Además de emplear guantes de protección y aislamientos, y si fuese necesario barreras y resguardos para las zonas de más alta tensión.

1.2.2. Riesgo Mecánico.

La energía mecánica es la energía que se debe a la posición y al movimiento de un cuerpo, por lo tanto, es la suma de las energías potencial y cinética de un sistema mecánico. Expresa la capacidad que poseen los cuerpos con masa de efectuar un trabajo.

Se entiende por riesgo mecánico el conjunto de situaciones que pueden dar lugar a una lesión física por la acción mecánica de elementos de máquinas, herramientas, piezas a trabajar o materiales proyectados, sólidos o fluidos.

El concepto de máquina engloba a todos aquellos conjuntos de elementos o instalaciones que transforman energía con vista a una función productiva. Es común, en la maquinaria industrial contar con algún punto o zona donde se produzcan concentraciones de energía, ya sea energía cinética de elementos en movimiento u otras formas de energía. [18]

Las formas elementales del riesgo mecánico para la maquinaria de fabricación industrial son:

- Peligro de cizallamiento: Este riesgo se encuentra localizado en los lugares donde los filos de dos objetos se mueven lo suficientemente juntos el uno de otro, como para producir un corte de material. La lesión resultante suele ser la amputación de algún miembro. En el caso de que las máquinas de fabricación presenten este tipo de riesgo, deben ir acompañadas de esta señalización (ver figura 104). [18]



Figura 104: Señal de advertencia de riesgo de cizallamiento.

- Peligro de atrapamiento o de arrastres: Aparece en zonas formadas por dos objetos que se mueven juntos, de los cuales al menos uno, rota como es el caso de los cilindros de alimentación, engranajes, correas de transmisión, etc. Las partes del cuerpo con más riesgo de ser atrapadas son las manos y el cabello. También es una causa de los atrapamientos y de los arrastres la ropa de trabajo utilizada. Por eso, para evitarlo, se debe usar ropa ajustada y evitar así que sea enganchada, protegiendo las áreas próximas a elementos rotativos, llevando siempre el pelo recogido. Ha de emplearse la señal que se muestra en la figura 105 cuando exista este riesgo. [18]



Figura 105: Señal de advertencia de riesgo de atrapamiento.

- Peligro de aplastamiento: Las zonas de peligro de aplastamiento se presentan principalmente cuando dos objetos se mueven uno sobre otro, o cuando uno se mueve y el otro está estático. Este riesgo afecta principalmente a las personas que ayudan en

las operaciones de enganche, quedando atrapadas entre la máquina y apero o pared. Suelen resultar lesionados los dedos y las manos. La señalización de este peligro se muestra en la figura 106. [18]



Figura 106: Señal de advertencia de riesgo de aplastamiento.

- Proyección de partículas: Multitud de máquinas de fabricación en funcionamiento normal expulsan partículas, pero además de estos materiales, se pueden introducir objetos extraños como piedras, ramas y otros, que son lanzados a gran velocidad y que podrían golpear a los operarios. Este riesgo puede reducirse o evitarse con el uso de protectores o deflectores. La figura 107 es la señalización a emplear cuando se pueda producir este problema. [18]



Figura 107: Señal de advertencia de riesgo de proyección de partículas.

Para la fabricación de estructuras mecánicas como la que ocupa este proyecto, es necesario que los operarios cuenten con el título de prevención de riesgos laborales, además de aportar la señalización y conocer y adoptar las medidas necesarias para evitar los riesgos anteriormente mencionados. La utilización de los equipos de protección individual está normalizada por el Real Decreto 773/1997 [20], que regula principalmente protectores de cabeza, de las manos, de los pies, del tronco, oculares y auditivos. Además si son necesarios habrá que incluir barreras y resguardos.

1.3. Peligros asociados a la utilización.

El objeto de este proyecto es el diseño de una góndola mecánica, como diseñador del vehículo, corresponde establecer las normas generales de utilización para evitar los riesgos asociados a la utilización de una estructura de estas características.

1.3.1. Riesgos asociados.

Los riesgos asociados a la hora de: montar la góndola en la cabeza tractora, cargar el remolque, transportar la mercancía y demás acciones relacionadas con su utilización pueden resumirse en:

- Caída de personas a diferente nivel.
- Golpes contra objetos inmóviles.
- Golpes y contactos con elementos móviles de la máquina.
- Atrapamientos por o entre objetos. Señal de prevención mostrada en la figura 105.
- Atrapamientos por vuelco de máquinas.
- Contactos térmicos.
- Contactos eléctricos. Señalización preventiva que se mostró en la figura 103.
- Explosiones.
- Incendios.
- Atropellos, golpes y choques con o contra vehículos.
- Riesgo de daños a la salud derivados de la exposición a agentes físicos: ruidos y vibraciones.

Deben aportarse señalización de estos peligros en una zona visible del camión plataforma como medida preventiva. Algunos ejemplos de estas señalizaciones se detallan en la figura 108.



Figura 108: Señalización de peligro de caída y de material inflamable respectivamente.

1.3.2. Normas de empleo.

Para garantizar la seguridad y evitar en la mayor medida de lo posible los riesgos adscritos en su utilización se deben seguir unas normas generales como medidas preventivas. Las cuales vienen reguladas por el Real Decreto 1215/97 [21], o bien han de utilizarse prioritariamente los camiones góndola que dispongan de marcado CE, declaración de conformidad y manual de instrucciones.

Las siguientes normas generales de empleo de los camiones góndola son las que enmarca el RD 1215/97 [21]:

- Si la máquina circula por una vía pública, el conductor tiene que tener, además, el carné de conducir E.
- Verificar que se mantiene al día la ITV, Inspección Técnica de Vehículos.
- Se recomienda que el camión plataforma esté dotado de avisador luminoso de tipo rotatorio o flash.
- Ha de estar dotado de señal acústica de marcha atrás.
- Cuando esta máquina circule únicamente por la obra, es necesario comprobar que la persona que la conduce tiene la autorización, dispone de la formación y de la información específicas de PRL (prevención de riesgos laborales) fijado en el RD 1215/97, de 18 de julio, artículo 5 o el Convenio Colectivo General del sector de la Construcción, artículo 156, y ha leído el manual de instrucciones correspondiente.
- Para utilizar el teléfono móvil durante la conducción hay que disponer de un sistema de manos libres.
- Ajustar el asiento y los mandos a la posición adecuada.
- El conductor tiene que limpiarse el calzado antes de utilizar la escalera de acceso a la cabina.
- Subir y bajar del camión plataforma únicamente por la escalera prevista por el fabricante.
- Para subir y bajar por la escalera, hay que utilizar las dos manos y hacerlo siempre de cara al camión plataforma.
- Prohibir sobrepasar la carga máxima admitida por el fabricante.
- Controlar la máquina únicamente desde el asiento del conductor.
- Prohibir la presencia de trabajadores o terceros en el radio de acción de la máquina.

- El camión góndola no puede utilizarse como medio para transportar personas, excepto que la máquina disponga de asientos previstos por el fabricante con este fin.
- No subir ni bajar con el camión plataforma en movimiento.
- Durante la conducción, utilizar siempre un sistema de retención (cabina, cinturón de seguridad o similar). Fuera de la obra, hay que utilizar el cinturón de seguridad obligatoriamente.
- Al reiniciar una actividad tras producirse lluvias importantes, hay que tener presente que las condiciones del terreno pueden haber cambiado. Asimismo, hay que comprobar el funcionamiento de los frenos.
- En operaciones en zonas próximas a cables eléctricos, es necesario comprobar la tensión de estos cables para poder identificar la distancia mínima de seguridad. Estas distancias de seguridad dependen de la tensión nominal de la instalación y serán de 3, 5 o 7 m dependiendo de ésta.
- Si la visibilidad en el trabajo disminuye por circunstancias meteorológicas o similares por debajo de los límites de seguridad, es necesario aparcarse el camión en un lugar seguro y esperar.
- No está permitido bajar pendientes con el motor parado o en punto muerto.
- Realizar las entradas o salidas de las vías con precaución y, si fuese necesario, con la ayuda de personal de señalización.
- Cuando las operaciones comporten maniobras complejas o peligrosas, el maquinista tiene que disponer de personal señalador experto que lo guíe.
- Mantener el contacto visual permanente con los equipos de obra que estén en movimiento y los trabajadores del puesto de trabajo.
- Con el fin de evitar choques (colisiones), deben definirse y señalizarse los recorridos de la obra.
- Evitar desplazamientos del camión plataforma en zonas a menos de 2 m del borde de coronación de taludes.
- Si se tiene que trabajar en lugares cerrados, comprobar que la ventilación es suficiente o que se han extraído los gases.
- Hay que supervisar la carga de las máquinas y asegurar su correcto anclaje a la plataforma.
- Estacionar el camión góndola en zonas adecuadas, de terreno llano y firme, sin riesgos de desplomes, desprendimientos o inundaciones (como mínimo a 2 m de los

bordes de coronación). Hay que poner los frenos, sacar las llaves del contacto, cerrar el interruptor de la batería y cerrar la cabina y el compartimento del motor.

1.3.3. Normas de mantenimiento.

Para el buen funcionamiento de la maquinaria durante un mayor ciclo de vida (lo que implica una mayor seguridad en su utilización), el RD 1215/97 establece también unas normas para su correcto mantenimiento [21]:

- Antes de iniciar los trabajos, comprobar que todos los dispositivos del camión-plataforma responden correctamente y están en perfecto estado: frenos, neumáticos, etc.
- Mantener limpios los accesos, asideros y escaleras.
- Comprobar que todos los rótulos de información de los riesgos estén en buen estado y situados en lugares visibles.
- Verificar la existencia de un extintor en el camión plataforma.
- Asegurar la máxima visibilidad del camión plataforma mediante la limpieza de los retrovisores, parabrisas y espejos.
- Verificar que la cabina esté limpia, sin restos de aceite, grasa o barro y sin objetos descontrolados en la zona de los mandos.
- En operaciones de mantenimiento, no utilizar ropa holgada, ni joyas, y utilizar los equipos de protección adecuados.
- En operaciones de mantenimiento, la máquina ha de estar estacionada en terreno llano, el freno de estacionamiento conectado, la palanca de transmisión en punto neutral, el motor parado y el interruptor de la batería en posición de desconexión.
- Efectuar las tareas de reparación del camión con el motor parado y la máquina estacionada.
- Los residuos generados como consecuencia de una avería o de su resolución hay que segregarlos en contenedores.

1.3.4. Medios personales de protección.

Para garantizar la seguridad de los usuarios, además de las medidas de señalización que debe poseer el camión góndola y ser perfectamente visibles los usuarios deben proveerse de los siguientes medios materiales para su mayor seguridad. Todos los requisitos requeridos para los siguientes medios de protección están establecidos por el RD 773/1997. [20]

➤ Casco (sólo fuera de la máquina). Equipo de trabajo destinado a la protección de la cabeza del usuario contra impactos, penetraciones, contactos eléctricos y quemaduras. Deben cumplimentar la norma europea EN 397/A1 (ver figura 109). [20]

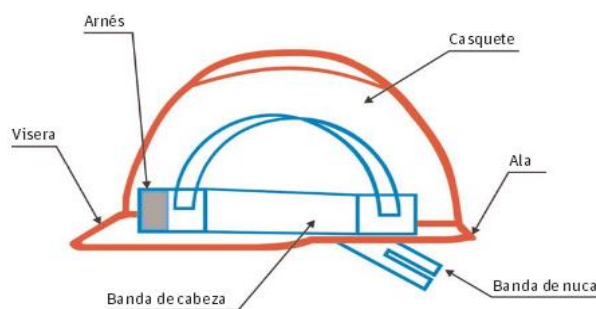


Figura 109: Casco de protección.

➤ Protectores auditivos: tapones o auriculares (cuando sea necesario). Equipo de trabajo destinado a la protección de los oídos del usuario ante ruidos presentes en el entorno de trabajo. Norma europea EN 352-2 (ver figura 110). [20]



Figura 110: Tapones de protección ante ruidos.

➤ Guantes contra agresiones mecánicas (en tareas de mantenimiento). Equipo de trabajo destinado a la protección de las manos contra perforaciones, cortes, etc. Norma europea UNE-EN 388 (ver figura 111). [20]



Figura 111: Guantes contra agresiones mecánicas.

- Calzado de seguridad. Equipo de trabajo destinado a la protección de los pies ante golpes, impactos, caídas, etc. Norma UNE-EN ISO 20345 (ver figura 112). [20]



Figura 112: Calzado de seguridad.

- Fajas y cinturones antivibraciones. Equipo de trabajo destinado a la protección del tronco contra movimientos bruscos y/o repetitivos con la finalidad de evitar lumbalgias (ver figura 113). [20]



Figura 113: Cinturón antivibración.

- Ropa y accesorios de señalización (sólo fuera de la máquina). Equipo de trabajo consistente en ropa de señalización destinada a ser percibida visualmente sin ambigüedad, en condiciones de riesgo, bajo cualquier tipo de luz y en caso de iluminación de un vehículo en la oscuridad, en cualquier circunstancia. Norma Europea EN 471 (ver figura 114). [20]



Figura 114: Ropa de señalización.

Se recomienda que el personal que manipule el vehículo conozca meticulosamente estas instrucciones y siga estrictamente las indicaciones de este pliego de condiciones.